

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE
CONDICIONADORES DE AR DE JANELA**

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

MARCO EDUARDO MARQUES

FLORIANÓPOLIS, ABRIL 1991

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE CONDICIONADORES DE AR DE JANELA

MARCO EDUARDO MARQUES

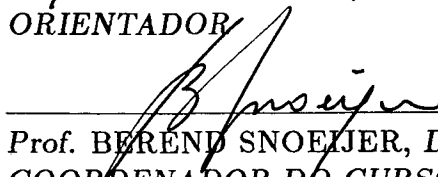
ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO
TÍTULO DE

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA, ÁREA DE CONCENTRAÇÃO CIÊN-
CIAS TÉRMICAS, APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO CURSO DE PÓS-
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA.



Prof. CLÁUDIO MELO, Ph.D.
ORIENTADOR

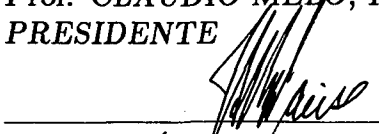


Prof. BEREND SNOEIJER, Dr. Ing.
COORDENADOR DO CURSO

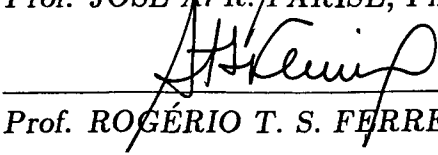
BANCA EXAMINADORA



Prof. CLÁUDIO MELO, Ph.D.
PRESIDENTE



Prof. JOSÉ A. R. PARISE, Ph.D.



Prof. ROGÉRIO T. S. FERREIRA, Ph.D.

O autor gostaria de expressar o seu agradecimento à CONSUL S.A. e à EMBRACO S.A., pela colaboração prestada durante a fase experimental deste trabalho.

“Eis aí também as árvores e conheço suas rugas, eis a água e experimento-lhe o sabor. Esses perfumes de relva e estrelas, a noite, certas tardes em que o coração se descontrai, como eu negaria o mundo de que experimento o poder e as forças? Contudo, toda a ciência dessa terra não me dará nada que me possa garantir que este mundo é para mim. Vocês o descrevem e me ensinam a classificá-lo. Vocês enumeram suas leis e, na minha sede de saber, concordo que elas sejam verdadeiras. Vocês desmontam seu mecanismo e minha esperança aumenta. Por último, vocês me ensinam que esse universo prestigioso e colorido se reduz ao átomo e que o próprio átomo se reduz ao elétron. Tudo isso é bom e espero que vocês continuem. Mas vocês me falam de um invisível sistema planetário em que os elétrons gravitam em torno de um núcleo. Vocês me explicam esse mundo com uma imagem. Reconheço, então, que vocês enveredam pela poesia: nunca chegarei ao conhecimento. Tenho tempo para me indignar com isso? Vocês já mudaram de teoria. Assim, essa ciência que devia me ensinar tudo se limita à hipótese, essa lucidez se perde na metáfora, essa certeza se resolve como obra de arte. Para o que é que eu precisava de tantos esforços? As doces curvas dessas colinas e a mão da tarde sobre este coração agitado me ensinam muito mais. Compreendo que se posso, com a ciência, me apoderar dos fenômenos e enumerá-los, não posso da mesma forma apreender o mundo. Quando tiver seguido com o dedo todo o seu relevo, não saberei nada além disso. E vocês me levam a escolher entre uma descrição que é certa, mas que não me informa nada, e hipóteses que pretendem me ensinar, mas que não são certas. Estranho diante de mim mesmo e diante desse mundo, armado de todo o apoio de um pensamento que nega a si mesmo a cada vez que afirma, qual é essa condição em que só posso ter paz com a recusa de saber e de viver, em que o desejo da conquista se choca com os muros que desafiam seus assaltos? Querer é suscitar os paradoxos. Tudo é organizado para que comece a existir essa paz envenenada que nos dão a negligência, o sono do coração ou as renúncias mortais.”

Albert Camus
O Mito de Sísifo

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA
DE CONDICIONADORES DE AR
DE JANELA**

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	x
LISTA DE TABELAS	xiii
NOMENCLATURA	xiv
RESUMO	xix
ABSTRACT	xx
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	1
1.1- OBJETIVO DE TRABALHO	1
1.2- ESTRUTURA DO PROGRAMA	2
CAPÍTULO 2 - MODELAÇÃO DO COMPRESSOR	6
2.1- INTRODUÇÃO	6
2.2- EQUAÇÕES GOVERNANTES	8
2.2.1- Conversão de Energia Elétrica em Energia Mecânica	8
2.2.2- O Processo de Compressão	9
<i>O Comportamento das Válvulas</i>	9
<i>A Presença de Refrigerante Residual</i>	11
<i>Aumento de Entalpia na Compressão</i>	12
<i>Fluxo de Massa Deslocado Pelo Compressor</i>	14
2.2.3- Expressões para Transferência de Calor	14
<i>Transferência de Calor Entre a Carcaça e o Ar Ambiente</i>	15
<i>Transferência de Calor Entre o Lado Interno da Carcaça e o Refrigerante</i>	17
<i>Transferência de Calor na Passagem do Refrigerante do Interior da Carcaça Para o Interior do Cilindro</i>	17
<i>Transferência de Calor na Passagem do Refrigerante do Interior do Cilindro até o Início da Tubulação de Descarga</i>	18
<i>Transferência de Calor Entre o Refrigerante no Interior da Carcaça e o Refrigerante na Tubulação de Descarga</i>	18
2.2.4- Expressões para a Determinação da Perda de Carga	19
<i>Perda de Carga Devida à Fricção</i>	19

Perda de Carga Devida à Variação da Quantidade de Movimento	20
Perda de Carga Devida à Gravidade	21
2.2.5- Determinação dos Parâmetros de Transferência de Calor e Perda de Carga	21
CAPÍTULO 3 - MODELAÇÃO DO TUBO CAPILAR	22
3.1- INTRODUÇÃO	22
3.2- OPERAÇÃO DE UM TUBO CAPILAR	22
3.2.1- Hipóteses e Considerações	24
3.2.2- Escoamento Blocado em Tubos Capilares	24
3.2.3- Formulação do Modelo	26
CAPÍTULO 4 - MODELAÇÃO DOS TROCADORES DE CALOR.	30
4.1- INTRODUÇÃO	30
4.2- EQUAÇÕES GOVERNANTES	31
4.2.1- Taxa de Transferência de Calor	31
<i>Escoamento sem Mudança de Fase: Refrigerante Superaquecido ou Subresfriado ao Longo de Todo o Tubo</i>	<i>33</i>
<i>Escoamento Bifásico ao longo de todo o Tubo</i>	<i>34</i>
<i>Vapor Superaquecido na Entrada e Bifásico na Saída do Tubo</i>	<i>35</i>
<i>Bifásico na Entrada e Líquido Subresfriado na Saída do Tubo</i>	<i>35</i>
4.2.2- Fluxos de Massa	35
<i>Fluxo de Massa de Refrigerante</i>	<i>35</i>
<i>Fluxo de Massa de Ar</i>	<i>36</i>
4.2.3- Coeficientes de Transferência de Calor	36
<i>Coeficiente de Transferência de Calor para um Tubo Aletado Seco</i>	<i>36</i>
<i>Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção Forçada no Interior de um Tubo Liso</i>	<i>39</i>
<i>Convecção Forçada em Escoamento Interno sem Mudança de Fase</i>	<i>39</i>
<i>Convecção Forçada em Escoamento Interno Bifásico com Condensação</i>	<i>40</i>
<i>Convecção Forçada em Escoamento Interno Bifásico com Evaporação</i>	<i>41</i>
<i>Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção Forçada no Lado Externo dos Tubos</i>	<i>41</i>
<i>Aleta Plana</i>	<i>41</i>
<i>Aleta Corrugada</i>	<i>42</i>
<i>Aleta Recortada</i>	<i>45</i>
<i>Coeficiente Global de Transferência de Calor para um Tubo Aletado Úmido</i>	<i>47</i>
4.2.4- Perda de Carga em um Tubo Liso	50
<i>Escoamento sem Mudança de Fase</i>	<i>50</i>

<i>Escoamento Bifásico com Condensação</i>	50
<i>Escoamento Bifásico com Evaporação</i>	52
CAPÍTULO 5 - VÁLVULA REVERSORA E TUBULAÇÕES	53
5.1- VÁLVULA REVERSORA	53
5.2- TUBULAÇÕES	54
5.2.1- Linhas de Vapor	54
5.2.2- Linhas de Líquido	55
CAPÍTULO 6 - INVENTÁRIO DE MASSA	56
6.1- INTRODUÇÃO	56
6.1.1- Inventário de Massa nas Regiões de Fase Única	56
6.1.2- Inventário de Massa na Região Bifásica	57
6.2- MODELOS PARA A DETERMINAÇÃO DA FRAÇÃO DE VAZIO	59
6.2.1- Modelo de Lockhardt-Martinelli	59
6.2.2- Modelo de Hughmark	59
6.2.3- Modelo Homogêneo	61
6.2.4- Modelo de Rigot	62
6.2.5- Modelo de Zivi	62
6.2.6- Modelo de Smith	62
6.2.7- Modelo de Premoli	63
6.2.8- Modelo de Tandon	63
6.3- ESCOLHA DO MÉTODO MAIS ADEQUADO PARA A DETERMI- NAÇÃO DA FRAÇÃO DE VAZIO	64
6.4- DETERMINAÇÃO DA MASSA DE REFRIGERANTE DISSOLVIDA NO ÓLEO DO COMPRESSOR	65
CAPÍTULO 7 - COMPARAÇÃO EXPERIMENTAL	67
7.1- CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DA UNIDADE DE CONDICIONA- MENTO DE AR	67
7.2- ENSAIOS EM CALORÍMETRO	67
7.2.1- Introdução	67
7.2.2- Resultados Experimentais	68
7.2.3- Cálculo da Capacidade	70
7.3- COMPARAÇÃO ENTRE RESULTADOS EXPERIMENTAIS E COMPUTACIONAIS	71
CAPÍTULO 8: ANÁLISE DAS POTENCIALIDADES DO PRO- GRAMA	72
CAPÍTULO 9: CONCLUSÕES	82
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	84

APÊNDICE A: PRESSÃO CRÍTICA PARA O ESCOAMENTO DE FANNO	87
APÊNDICE B: DEDUÇÃO DA EQUAÇÃO (4.7)	88
APÊNDICE C: DEDUÇÃO DAS EQUAÇÕES (4.10) E (4.11)	90
APÊNDICE D: DEDUÇÃO DAS EQUAÇÕES (4.12) E (4.13)	92
APÊNDICE E: DEDUÇÃO DA EQUAÇÃO (4.64)	93
APÊNDICE F: CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DA UNIDADE DE CONDICIONAMENTO DE AR	95

LISTA DE FIGURAS

Fig.1.1- Unidade de condicionamento de ar sob análise	2
Fig.1.2- Pontos onde são calculados os estados termodinâmicos do refrigerante	3
Fig.1.3- Diagrama P-h	3
Fig.1.4- Fluxograma geral do programa HPSIM	4
Fig.2.1- Representação esquemática de um compressor hermético alternativo	7
Fig.2.2- Variação da eficiência do motor elétrico em função da carga	9
Fig.2.3- Diagrama P-V para um compressor hermético alternativo ideal	10
Fig.2.4- Efeito do coeficiente politrópico sobre o processo de compressão	13
Fig.2.5- Variação da rotação do motor elétrico em função da carga	15
Fig.2.6- Balanço de energia no compressor	16
Fig.3.1- Distribuição de pressão e temperatura ao longo de um tubo capilar com líquido subresfriado na entrada	23
Fig.3.2- Balanço de energia para um elemento de fluido num escoamento unidimensional, adiabático e permanente, num duto horizontal de área constante	25
Fig.3.3- Diagrama h-s para o escoamento ao longo de um tubo capilar	26
Fig.3.4- Balanço da quantidade de movimento para um elemento de fluido num escoamento unidimensional em regime permanente num duto horizontal de área constante	27
Fig.4.1- Trocador de calor compacto	31

Fig.4.2- Método aproximado de tratar uma aleta retangular como uma aleta circular de igual área	32
Fig.4.3- Secção transversal de um tubo aletado	33
Fig.4.4- Escoamento cruzado puro em um tubo aletado	34
Fig.4.5- Seção de um tubo aletado	37
Fig.4.6- Aleta corrugada	43
Fig.4.7- Aleta recortada	46
Fig.7.1- Calorímetro do tipo psicrométrico	68
Fig.8.1- Influência do diâmetro interno e do comprimento do tubo capilar sobre a potência e a capacidade de refrigeração	73
Fig.8.2- Influência do diâmetro interno do tubo capilar sobre a vazão de refrigerante e o efeito frigorífico específico	74
Fig.8.3- Influência do comprimento do tubo capilar sobre a vazão de refrigerante e o efeito frigorífico específico	74
Fig.8.4- Influência do diâmetro interno e do comprimento do tubo capilar sobre a potência e a capacidade de aquecimento	75
Fig.8.5- Influência da massa de refrigerante sobre a potência e a capacidade de refrigeração	76
Fig.8.6- Influência da massa de refrigerante sobre a potência e a capacidade de aquecimento	76
Fig.8.7- Influência da temperatura de bulbo seco do ambiente externo sobre a potência e a capacidade de refrigeração	78
Fig.8.8- Influência da temperatura de bulbo seco do ambiente externo sobre a potência e a capacidade de aquecimento	78
Fig.8.9- Influência da temperatura de bulbo seco do ambiente interno sobre a potência e a capacidade de refrigeração	79
Fig.8.10- Influência da temperatura de bulbo seco do ambiente interno sobre a potência e a capacidade de aquecimento	79

Fig.8.11- Influência da vazão de ar através da serpentina interna sobre as ca-
pacidades de refrigeração e de aquecimento 80

Fig.8.12- Influência da vazão de ar através da serpentina externa sobre as ca-
pacidades de refrigeração e de aquecimento 80

Fig.E.1- Condensado escoando pela aleta 93

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1- Coeficientes da equação (4.22)	39
Tabela 6.1- K_H em função de Z_H	60
Tabela 6.2- Condições ambientais dos ensaios experimentais	64
Tabela 6.3- Comparação entre a carga de refrigerante computacional e experimental	65
Tabela 6.4- Carga de refrigerante calculada pelo programa, incluindo a parcela dissolvida no óleo	66
Tabela 7.1- Resultados experimentais para cada ensaio	68
Tabela 7.2- Comparação entre resultados experimentais e computacionais	69
Tabela F.1- Valores obtidos para o diâmetro interno do tubo capilar	96
Tabela F.2- Valores obtidos para o diâmetro interno da serpentina interna	97
Tabela F.3- Valores obtidos para o diâmetro externo da serpentina interna	98
Tabela F.4- Valores obtidos para a espessura das aletas da serpentina interna	98
Tabela F.5- Valores obtidos para o diâmetro interno da serpentina externa	99
Tabela F.6- Valores obtidos para o diâmetro externo da serpentina externa.	100
Tabela F.7- Eficiência do motor elétrico em função do fator de carga	101

NOMENCLATURA

Variável	Definição	Unidade
$a1 - a3$	- coeficientes da equação (2.30),	[—]
$A1 - A4$	- coeficientes da equação (6.43),	[—]
A	- área,	[m ²]
$b_{1,j} - b_{3,j}$	- coeficientes da equação (4.31),	[—]
$B1 - B5$	- coeficientes da equação (4.71),	[—]
c	- fração de espaço morto,	[—]
c_p	- calor específico do refrigerante a pressão constante,	[J/kg.°C]
c_v	- calor específico do refrigerante a volume constante,	[J/kg.°C]
C_{perda}	- constante da equação da perda de calor no túnel psicrométrico,	[W/°C]
d_l	- distância entre fileiras,	[m]
d_t	- distância entre tubos de uma fileira,	[m]
D	- diâmetro do tubo,	[m]
D_{eq}	- diâmetro equivalente para o cálculo da área das aletas,	[m]
D_h	- diâmetro hidráulico,	[m]
\dot{e}	- taxa de energia cinética por unidade de área,	[W/m ²]
E	- energia elétrica fornecida ao motor elétrico,	[J]
f	- fator de fricção de Fanno,	[—]
$f_Q(x)$	- equação para o fluxo de calor,	[—]
F	- número da fileira de tubos,	[—]
F_1, F_2	- parâmetros da equação (6.36),	[—]
$F1, F2$	- coeficientes da equação (4.23),	[—]
g	- aceleração da gravidade,	[m/s ²]
G	- fluxo de massa por unidade de área,	[kg/s.m ²]
h	- entalpia do refrigerante,	[J/kg]

h_a	- entalpia do ar,	[J/kg]
h_0	- entalpia de estagnação,	[J/kg]
h	- coeficiente de transferência de calor ,	[W/m ² .°C]
h_d	- coeficiente de transferência de massa,	[kg/s.m ²]
I_l	- dimensão da aleta ondulada, conforme a figura 4.5,	[m]
I_t	- dimensão da aleta ondulada, conforme a figura 4.5,	[m]
j	- fator de Colburn,	[—]
k	- índice isoentrópico,	[—]
K	- fator de perda de carga,	[—]
K_H	- coeficiente de Hughmark,	[—]
K_S	- taxa de migração de líquido para a região de vapor,	[—]
l	- comprimento genérico,	[m]
L	- comprimento ou dimensão característica,	[m]
m	- massa,	[kg]
\dot{m}	- fluxo de massa,	[kg/s]
n	- índice politrópico,	[—]
N	- rotação do motor,	[rpm]
P	- pressão,	[Pa]
\dot{Q}	- taxa de transferência de calor,	[W]
r	- raio,	[m]
\dot{R}	- taxa de remoção de umidade,	[kg/s]
S	- perímetro,	[m]
t	- temperatura genérica ou temperatura do ar,	[°C]
T	- temperatura do refrigerante,	[°C]
u	- energia interna específica,	[J/kg]
U	- coeficiente global de transferência de calor ,	[W/m ² .°C]
v	- volume específico,	[m ³ /kg]
V	- volume,	[m ³]
$V_{r,s}$	- volume de refrigerante admitido no cilindro,	[m ³]
$V_{s,w}$	- volume varrido pelo pistão,	[m ³]
\dot{V}	- vazão volumétrica,	[m ³ /s]
W	- energia mecânica ,	[J]
\dot{W}	- potência mecânica ,	[W]
x	- título do refrigerante,	[—]
X_{tt}	- parâmetro de Lockhardt-Martinelli,	[—]
y	- coordenada genérica,	[m]
Y	- parâmetro da equação (5.36),	[—]

z	- espaçamento entre aletas,	[m]
Z_H	- parâmetro do método de Hughmark,	[—]
Z_{bf}	- fração do comprimento do tubo ocupado pelo refrigerante bifásico,	[—]
$Z_{v, sup}$	- fração do comprimento do tubo ocupado pelo vapor superaquecido,	[—]
N	- número,	[—]
P	- parâmetro de perda de carga,	[*]
Q	- parâmetro de transferência de calor ,	[*]
\dot{R}	- taxa de remoção de umidade por unidade de área,	[kg/s.m ²]
S	- taxa de escorregamento,	[—]
\mathcal{W}	- fator da equação (5.11),	[—]
α	- fração de vazio,	[—]
β	- título volumétrico,	[—]
δ	- espessura,	[m]
ΔT	- diferença de temperatura,	[°C]
Δz	- diferença de altura,	[m]
Δx	- variação do título no tubo,	[—]
η	- eficiência,	[—]
ϕ	- eficiência da aleta,	[—]
Φ	- fator de correção para a perda de carga em escoamento bifásico,	[—]
γ	- propriedade do refrigerante,	[*]
Γ	- tempo,	[s]
κ	- condutividade térmica,	[W/m.°C]
μ	- viscosidade absoluta,	[kg/m.s]
ρ	- massa específica,	[m ³ /kg]
σ	- tensão superficial,	[N/m ²]
τ	- tensão cisalhante,	[N/m ²]
ϑ	- velocidade,	[m/s]
ω	- umidade absoluta.	[kg/kg _{ar seco}]

Números Adimensionais

$$Gz = (Re Pr D_h)/L \quad \text{-Graetz,}$$

$$Le = \hbar/(\hbar_d c_p) \quad \text{-Lewis,}$$

* varia conforme a definição

$M = v/v_{som}$	-Mach,
$Nu = (\hbar L)/\kappa_r$	-Nusselt,
$Pr = (\mu_r c_p)/\kappa_r$	-Prandtl,
$Re = (G L)/\mu_r$	-Reynolds,
$We = (G^2 D)/(\sigma \rho g)$	-Weber.

Subíndice - Definição

<i>a</i>	- referente ao ar,
<i>ac</i>	- aceleração,
<i>ap</i>	- alta pressão,
<i>art</i>	- aritmético,
<i>b</i>	- base da aleta,
<i>bf</i>	- bifásico,
<i>bp</i>	- baixa pressão,
<i>c</i>	- referente à compressão,
<i>C</i>	- referente à carcaça do compressor,
<i>e</i>	- referente ao motor elétrico,
<i>em</i>	- referente ao espaço morto,
<i>eq</i>	- equivalente,
<i>ext</i>	- externo,
<i>f</i>	- referente à aleta,
<i>F</i>	- número da fileira do tubo,
<i>fr</i>	- fricção,
<i>ft</i>	- frontal,
<i>g</i>	- gelo,
<i>gr</i>	- gravidade,
<i>H</i>	- hidráulico,
<i>i</i>	- entrada,
<i>ij</i>	- duas localizações quaisquer,
<i>inc</i>	- referente à incrustação,
<i>int</i>	- interno,
<i>ℓ</i>	- referente ao líquido,
<i>lv</i>	- referente à vaporização,
<i>l</i>	- longitudinal,
<i>L</i>	- referente ao condensado,
<i>log</i>	- logarítmico,

<i>m</i>	- média,
<i>M</i>	- mecânico,
<i>min</i>	- mínimo,
<i>max</i>	- máximo,
<i>o</i>	- saída,
<i>ol</i>	- referente ao óleo,
<i>p</i>	- referente à parede do tubo,
<i>P</i>	- politrópico,
<i>pl</i>	- plano,
<i>r</i>	- referente ao refrigerante,
<i>ro</i>	- refrigerante no óleo,
<i>s</i>	- isoentrópico,
<i>S</i>	- sensível,
<i>sat</i>	- referente à saturação,
<i>sc</i>	- seco,
<i>t</i>	- transversal,
<i>T</i>	- total,
<i>tr</i>	- tiras da aleta recortada,
<i>v</i>	- referente ao vapor saturado,
<i>vsup</i>	- referente ao vapor superaquecido,
<i>V</i>	- referente ao volume,
<i>w</i>	- referente à água.

RESUMO

O objetivo do presente trabalho é verificar a adequacidade do programa HPSIM, desenvolvido pelo NIST (National Institute of Standards and Technology - USA), na previsão do desempenho de unidades de ar condicionado do tipo doméstico. Mostra-se que o desempenho de tal programa depende, basicamente, do modelo empregado na avaliação da massa de refrigerante, nas fases líquida e vapor, nas regiões de escoamento bifásico no interior da unidade de condicionamento de ar. Comparações entre os resultados computacionais e resultados experimentais para uma unidade típica de fabricação nacional, tanto em ciclo de resfriamento como de aquecimento, são apresentadas e discutidas.

ABSTRACT

The objective of this work is to assess the capabilities of the HPSIM program, developed by the National Institute of Standards and Technology, to simulate the thermal performance of a brazilian window-type air conditioning unit. It is shown that the performance of such program is strongly dependent on the void fraction model being employed. Comparison between experimental and computational results, in both cooling and heating modes, are presented and discussed.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

A crescente preocupação com a conservação de energia e a perspectiva, cada vez mais urgente, da substituição dos fluidos refrigerantes atuais, têm sido fatores determinantes no desenvolvimento de estruturas computacionais que visem a simulação de unidades de condicionamento de ar. Tais programas são de fundamental importância, uma vez que podem reduzir significativamente o número de ensaios experimentais e de protótipos, necessários ao desenvolvimento de um determinado produto.

Dentre os programas existentes, o programa HPSIM desenvolvido por Domanski e Didion [1,2], é o que tem recebido aceitação mais geral. Este programa se baseia em princípios fundamentais de Mecânica de Fluidos, Termodinâmica e Transferência de Calor, e necessita, como dados de entrada, apenas dos parâmetros físicos e geométricos do sistema. Tal característica permite que se verifique a influência de um determinado parâmetro ou dimensão do sistema em seu desempenho global.

Os componentes básicos considerados neste programa são: compressor hermético alternativo, condensador, evaporador, tubo capilar, acumulador de sucção, válvula reversora e tubulações.

O programa HPSIM, desenvolvido originalmente para a simulação de unidades de condicionamento de ar do tipo unitário, é, a princípio, adequado para simular qualquer unidade de condicionamento de ar. Esta generalidade é que o distingue de programas baseados nas curvas características dos componentes individuais que compõem um determinado sistema de refrigeração.

1.1- OBJETIVO DO TRABALHO

O objetivo do presente trabalho é verificar se o programa HPSIM, na sua forma original, é adequado à simulação de unidades de ar condicionado do tipo indicado na figura 1.1, predominante no mercado nacional. Em caso negativo, serão feitas as devidas alterações de modo a possibilitá-lo a executar eficazmente tal simulação. Para isso, inicialmente serão apresentados os modelos matemáticos utilizados para cada componente, bem como as alterações realizadas na modelação. A seguir, realizar-se-á uma comparação entre

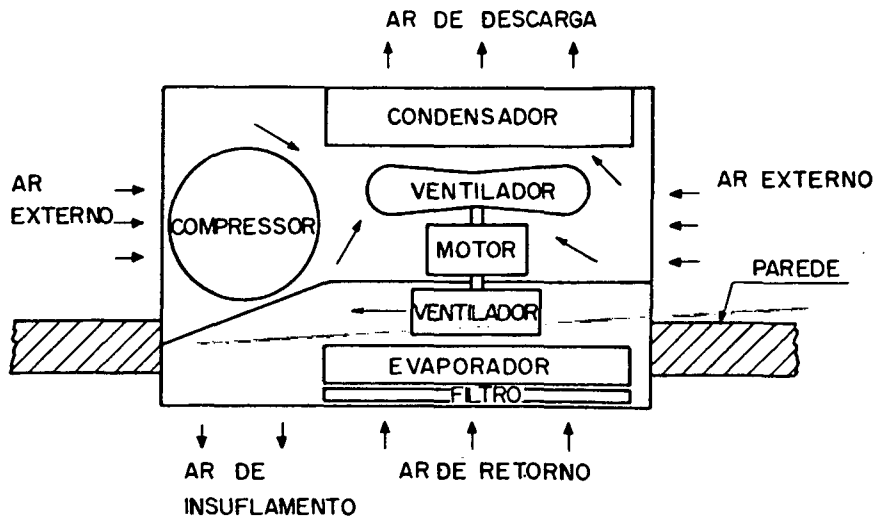


Fig.1.1- Unidade de condicionamento de ar sob análise

resultados obtidos na simulação e resultados experimentais obtidos em calorímetro, para uma determinada unidade de condicionamento de ar.

1.2- ESTRUTURA DO PROGRAMA

O sistema de refrigeração sob análise é mostrado esquematicamente na figura 1.2. A figura 1.3 apresenta o diagrama pressão-entalpia correspondente.

Convém ressaltar, na figura 1.2 como modificações à modelação original, a retirada do acumulador de sucção e a inclusão da tubulação compressor-válvula reversora como pontos de interesse na modelação.

Sendo a simulação em questão em regime permanente, uma vez que as condições psicrométricas do ar nos ambientes interno e externo sejam estabelecidas, haverá apenas um conjunto de estados termodinâmicos possível para a determinação da condição de equilíbrio.

Para a determinação de tais estados termodinâmicos, é necessário que alguns balanços sejam obedecidos, de acordo com as indicações da figura 1.4 onde, por motivos de clareza e simplicidade, apenas os componentes principais são mostrados.

Conforme se pode verificar na figura 1.4, os dados de entrada requeridos são: os parâmetros físicos e geométricos da unidade de condicionamento de ar, as condições do ar nos ambientes interno e externo, e as estimativas iniciais para as pressões de sucção e descarga. O grau de superaquecimento e a carga de refrigerante podem ser dados fixos ou estimativas iniciais, dependendo da forma de execução do programa.

Há duas modalidades de execução: i) fixa-se o grau de superaquecimento na entrada do compressor e o programa simula o sistema, calculando a massa de refrigerante necessária

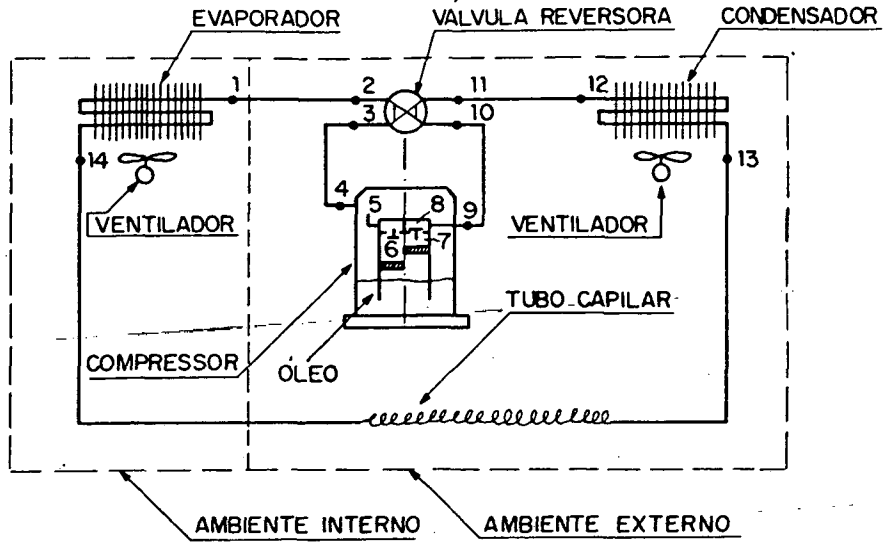


Fig.1.2- Pontos onde são calculados os estados termodinâmicos do refrigerante

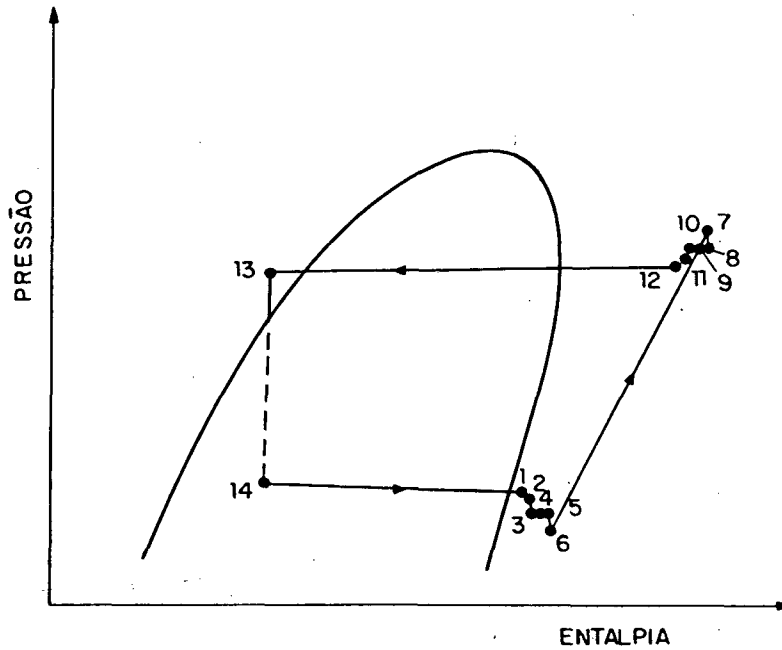


Fig.1.3- Diagrama P-h

para aquela condição e ii) fixa-se a carga de refrigerante do sistema, fornece-se uma estimativa inicial do grau de superaquecimento na entrada do compressor e o programa simula o sistema.

No primeiro “loop” da figura 1.4, simula-se inicialmente o compressor, a partir do estado do refrigerante na sua entrada, obtendo a vazão mássica de refrigerante através do mesmo. Com esta vazão, simula-se o condensador, obtendo o estado do refrigerante na saída do mesmo. A seguir, procede-se a simulação do tubo capilar. O processo iterativo

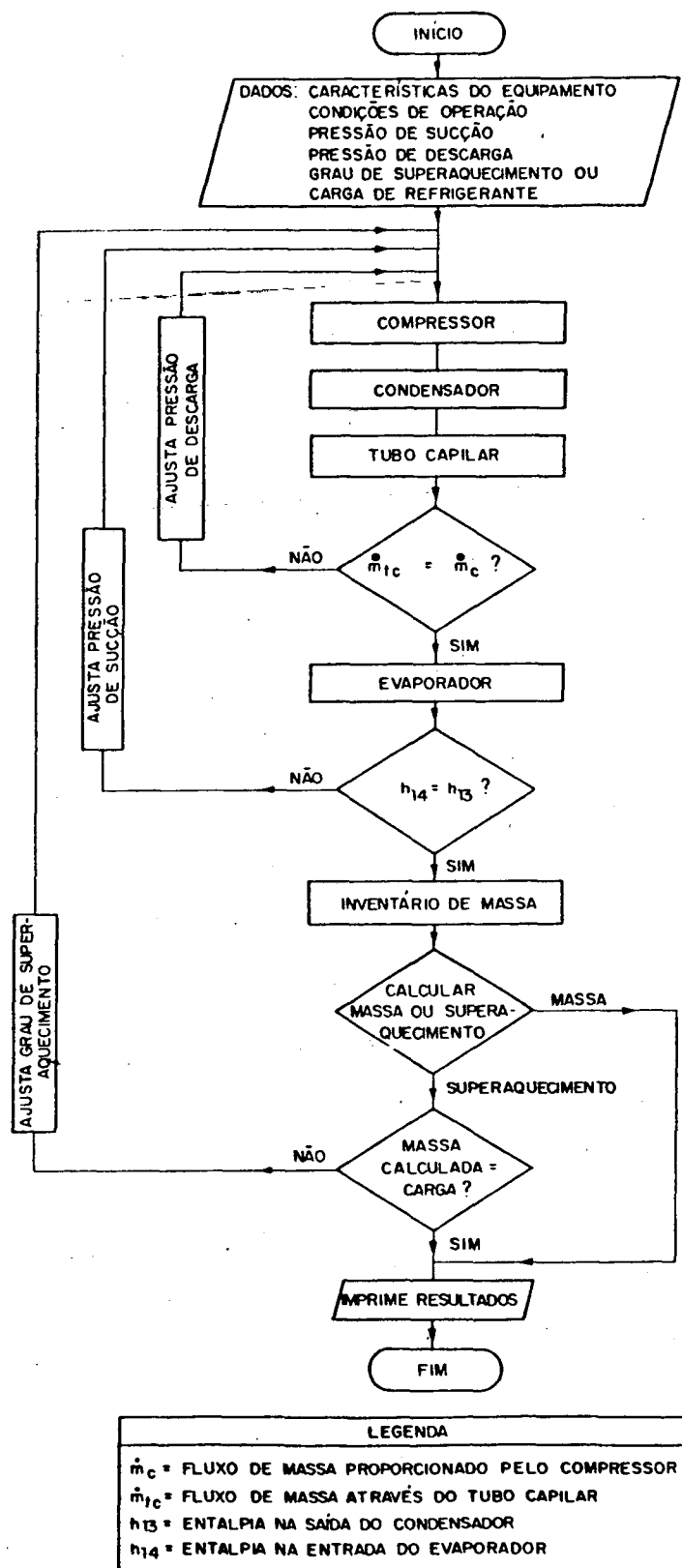


Fig.1.4- Fluxograma geral do programa HPSIM

consiste na comparação entre os fluxos de massa através do compressor e do tubo capilar. Enquanto os valores de tais parâmetros forem diferentes, o “loop” será reiniciado, utilizando um novo valor para a pressão de descarga.

Convém ressaltar que uma alteração no valor da pressão de descarga tem efeitos opostos sobre os fluxos de massa através do compressor e do tubo capilar. Por exemplo, no caso do fluxo de massa através do capilar ser menor do que o fluxo de massa através do compressor, a pressão de descarga é aumentada. Aumentar a pressão de descarga reduz o fluxo de massa através do compressor, devido ao aumento da diferença de pressão, e aumenta o fluxo de massa através do tubo capilar, devido ao aumento da diferença de pressão e do grau de subresfriamento do refrigerante na sua entrada. Assim sendo, os fluxos de massa tendem a se igualar.

No segundo “loop” da figura 1.4, simula-se o evaporador, partindo do estado do refrigerante na sua saída e encontrando o estado do refrigerante na sua entrada. O processo iterativo consiste na comparação das entalpias do refrigerante na saída do condensador e na entrada do evaporador. Enquanto tais parâmetros tiverem valores diferentes, reinicia-se a simulação, utilizando um novo valor para a pressão de sucção. Uma alteração na pressão de sucção provoca uma mudança na pressão de condensação e na vazão de refrigerante. Tais mudanças têm efeitos contrários na entalpia na saída do condensador, mantendo-a praticamente inalterada. Por outro lado, seus efeitos são aditivos na entalpia na entrada do evaporador, permitindo assim a determinação de uma pressão de sucção que satisfaça o balanço de entalpias em questão.

Deve-se ressaltar que o processo de expansão no tubo capilar foi considerado isoenfálpico, apenas para atender a critérios de convergência. O que está sendo desprezado, neste caso, é a pequena redução de entalpia decorrente da aceleração do escoamento no interior do mesmo. Tal aproximação, entretanto, não aparece na modelação do tubo capilar, onde considera-se que o escoamento segue uma linha de Fanno.

Alcançadas as convergências nestes dois “loops”, obtêm-se todos os estados termodinâmicos para um determinado grau de superaquecimento. A partir destes dados, pode-se estimar a carga de refrigerante necessária ao sistema e dar-se a simulação por encerrada. Se, entretanto, a carga de refrigerante, e não o grau de superaquecimento, for um dado fixo, o terceiro “loop” faz-se necessário.

A convergência do terceiro “loop”, conforme indicado na figura 1.4, é obtida através da comparação entre a carga de refrigerante estimada pelo programa e a carga de refrigerante nominal. Enquanto tais valores forem diferentes, reinicia-se toda a simulação, utilizando um novo valor para o grau de superaquecimento na entrada do compressor. Aumentar o grau de superaquecimento significa aumentar o volume específico do refrigerante na entrada do compressor, o que faz com que a massa de refrigerante estimada pelo programa seja reduzida.

Todos os três “loops” iteragem utilizando o método da secante.

Como resultados, o programa fornece: os estados termodinâmicos do refrigerante nos pontos indicados na figura 1.2; a capacidade de refrigeração ou de aquecimento; o grau de superaquecimento na entrada do compressor ou a carga de refrigerante; o COP; a potência elétrica consumida e o fluxo de massa de refrigerante através do sistema.

Nos capítulos seguintes serão apresentadas, em detalhes, as modelações utilizadas para cada um dos componentes do sistema.

CAPÍTULO 2

MODELAÇÃO DO COMPRESSOR

2.1- INTRODUÇÃO

O compressor é o coração de qualquer sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores e, também, seu componente mais complexo. Sua função básica é manter um diferencial de pressão no sistema de refrigeração, para que o fluido refrigerante possa evaporar e condensar a diferentes temperaturas. Assim, através da manutenção de uma pressão baixa no evaporador, consegue-se a evaporação do fluido refrigerante a baixa temperatura em um ambiente frio. Por outro lado, no condensador mantém-se uma pressão elevada para que a condensação ocorra a altas temperaturas e viabilize-se a transferência de calor para o ar ambiente.

Em sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapores de baixa capacidade como, por exemplo, condicionadores de ar do tipo doméstico (“de janela”), emprega-se, mais freqüentemente, compressores do tipo hermético alternativo, embora a utilização de compressores herméticos rotativos venha crescendo gradativamente nos últimos anos. O presente estudo restringir-se-á ao compressor hermético alternativo.

Uma representação esquemática desse tipo de compressor é apresentada na figura 2.1. O compressor consiste basicamente numa carcaça hermeticamente fechada que contém, em seu interior, um motor elétrico acoplado a um mecanismo cilindro-pistão contendo válvulas e tubulações para a admissão e descarga do fluido refrigerante.

O escoamento ocorre, como indicado na figura 2.1, seqüencialmente, do ponto 4 ao ponto 9. Fluido refrigerante a baixa pressão e temperatura (estado 4) é admitido no compressor e entra em contato com o motor elétrico, a carcaça, o corpo do cilindro, o cabeçote e com o tubo de descarga, sofrendo, conseqüentemente, um aumento de entalpia. Da câmara de sucção (estado 5), o refrigerante passa através da válvula de sucção e adentra o cilindro, onde se mistura com uma quantidade de gás residual da compressão anterior.

A abertura da válvula de sucção é comandada pelo diferencial de pressão criado pelo movimento descendente do pistão. Este diferencial deve ser tal que possa contrabalancear o atrito e a inércia da válvula.

Ao atingir o ponto morto inferior (estado 6), o pistão inicia o movimento ascendente, provocando um aumento da pressão do fluido refrigerante e fechando a válvula de sucção. No processo de compressão a seguir, a pressão dentro do cilindro aumenta até a abertura

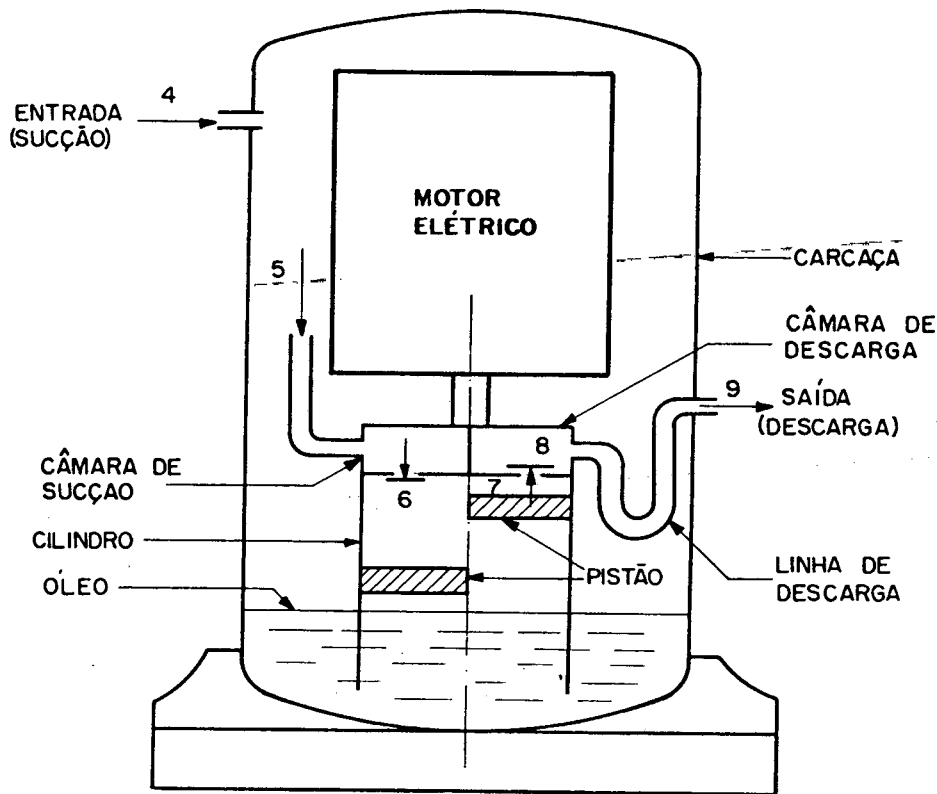


Fig.2.1- Representação esquemática de um compressor hermético alternativo

da válvula de descarga (estado 7). O refrigerante atinge, então, a câmara de descarga (estado 8) e é levado para fora da carcaça através da tubulação de descarga (estado 9).

Convém observar-se, que o compressor não funciona de maneira continuada, isto é, o compressor não descarrega continuamente refrigerante a alta pressão. Devido à alternância entre os processos de sucção e descarga e à movimentação das válvulas, o compressor descarrega o refrigerante na forma de pulsos. Para levar-se em consideração esta natureza dinâmica dos processos que ocorrem no compressor, torna-se necessário simular-se dinamicamente o movimento das válvulas, a interação de pressões entre o cilindro e as câmaras de sucção e descarga, e a transferência de calor no cilindro [3]. Para isto, seriam necessários dados de projeto e/ou experimentais bastante detalhados, os quais nem sempre são disponíveis ao usuário de um programa de simulação de unidades de condicionamento de ar. O caráter pulsátil do escoamento não será, portanto, incluído neste trabalho.

2.2- EQUAÇÕES GOVERNANTES

A hipótese básica, na formulação do modelo em questão, é a de que os processos de natureza dinâmica que ocorrem no compressor, originam parâmetros constantes e propriedades termodinâmicas uniformes para o refrigerante em cada localização, de forma similar à situação hipotética na qual o refrigerante escoaria continuamente pelo compressor. Considera-se ainda, o escoamento em regime permanente e unidimensional.

Para a determinação das equações governantes, deve-se identificar as irreversibilidades termodinâmicas que ocorrem no compressor. Estas perdas podem ser classificadas em quatro categorias: i) Conversão incompleta de energia elétrica em energia mecânica, ii) Processo de compressão não isoentrópico, iii) Processo de compressão não adiabático, iv) Perdas de carga.

2.2.1- Conversão de Energia Elétrica em Energia Mecânica

Energia elétrica é fornecida ao motor elétrico, que a converterá em energia mecânica. Esta conversão está associada a uma eficiência do motor elétrico definida como:

$$\eta_e = \frac{W_e}{E} \quad (2.1)$$

onde: η_e = eficiência do motor elétrico,
 E = energia elétrica fornecida ao motor elétrico,
 W_e = energia mecânica fornecida pelo motor elétrico.

A eficiência do motor elétrico, η_e , depende da carga a que o motor está submetido, e pode ser obtida experimentalmente. A figura 2.2 mostra a curva da eficiência em função da carga levantada para o motor a ser empregado neste trabalho. Nesta figura, a fração de carga, F_{cg} , é definida como sendo a relação entre a carga em questão e a carga na qual a eficiência é máxima.

O motor elétrico está acoplado a um eixo excêntrico, responsável pelo movimento alternativo do pistão e, conseqüentemente, pela compressão propriamente dita. Parte da energia mecânica fornecida pelo motor elétrico será, portanto, dissipada na forma de atrito por estas partes móveis. Pode-se, então, definir uma eficiência mecânica do compressor, η_M , dada por:

$$\eta_M = \frac{W_c}{W_e} \quad (2.2)$$

onde: η_M = eficiência mecânica,
 W_c = energia mecânica efetivamente utilizada na compressão do fluido refrigerante.

A eficiência mecânica varia de compressor para compressor. Normalmente seu valor encontra-se na faixa de 0,95 a 0,98.

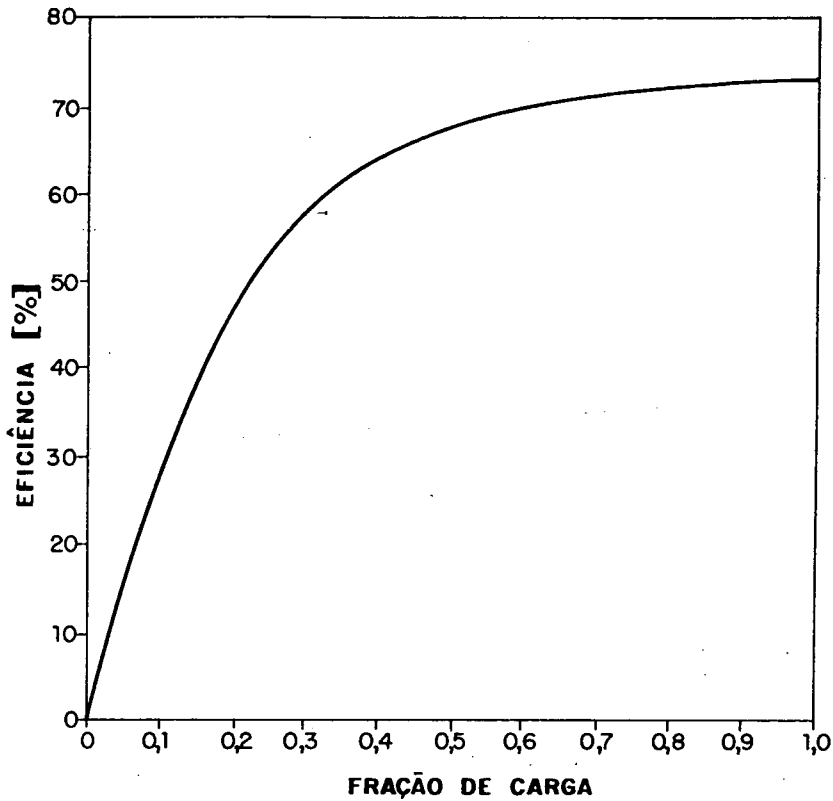


Fig.2.2- Variação da eficiência do motor elétrico em função da carga

Pode-se, portanto, a partir das equações (2.1) e (2.2), estabelecer a relação entre a energia elétrica fornecida ao compressor e a energia mecânica disponível à compressão. Assim,

$$W_c = \eta_M \eta_e E \quad (2.3)$$

2.2.2- O Processo de Compressão

O Comportamento das Válvulas

O presente modelo não simula o comportamento dinâmico das válvulas, mas considera a sua existência através da fixação de diferenciais de pressão entre o cilindro e as câmaras de sucção e descarga.

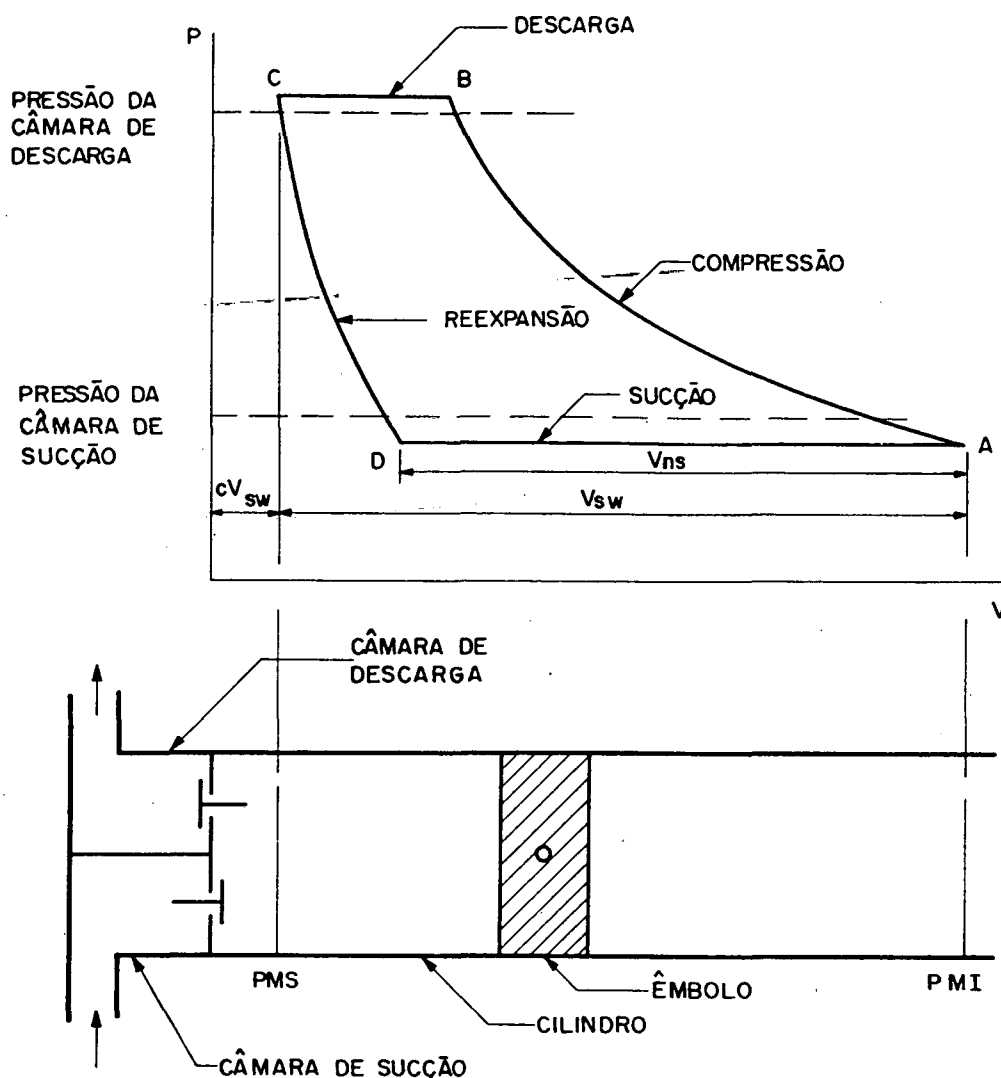


Fig.2.3- Diagrama P-V para um compressor hermético alternativo ideal

A figura 2.3 ilustra, esquematicamente, as variações de pressão sofridas pelo refrigerante em função da movimentação do êmbolo do compressor.

A Presença de Refrigerante Residual

Num compressor real existe um espaço entre o ponto morto superior (PMS) e o batente das válvulas (ver figura 2.3), necessário para a acomodação de tolerâncias de fabricação. A existência desse espaço morto implica na permanência, no cilindro, de uma certa quantidade de refrigerante a alta pressão e temperatura, após o término do processo de compressão. À medida que o êmbolo se desloca do ponto morto superior para o ponto morto inferior (PMI), o refrigerante residual contido no volume V_{em} , reexpande-se até atingir a pressão necessária para promover a abertura da válvula de sucção. Neste momento, refrigerante a baixa temperatura é, então, admitido no cilindro. Terminado o processo de admissão, reinicia-se o processo de compressão.

A eficiência volumétrica do compressor é definida como a razão entre o volume de refrigerante admitido no cilindro, $V_{r,s}$, e o volume varrido pelo pistão, $V_{s,w}$. A existência do espaço morto diminui o volume de vapor admitido no cilindro, de modo que a eficiência volumétrica é dada por:

$$\eta_V = \frac{V_A - V_D}{V_{s,w}} \quad (2.4)$$

Sendo a fração de espaço morto, c , dada por:

$$c = \frac{V_{em}}{V_{s,w}} \quad (2.5)$$

tem-se

$$V_A = (1 + c) V_{s,w}$$

e

$$V_D = V_{em} \left(\frac{V_D}{V_{em}} \right) = c V_{s,w} \left(\frac{V_D}{V_{em}} \right)$$

e a equação (2.4) torna-se:

$$\eta_V = 1 + c - c \left(\frac{V_D}{V_{em}} \right)$$

ou, sendo que a massa de refrigerante no cilindro nos pontos C e D é a mesma,

$$\eta_V = 1 + c - c \left(\frac{v_6}{v_7} \right) \quad (2.6)$$

Considerando-se a re-expansão entre os pontos C e D como um processo politrópico, tem-se:

$$P v^n = \text{constante} \quad (2.7)$$

e a equação (2.6) torna-se:

$$\eta_V = 1 - c \left[\left(\frac{P_7}{P_6} \right)^{1/n} - 1 \right] \quad (2.8)$$

Segundo Hirsch [6], entretanto, esta equação teórica fornece valores acima dos reais. Um compressor real está sujeito a vazamentos na folga entre o cilindro e o pistão e nas

válvulas, a efeitos de estrangulamento e à presença de óleo. Utilizar-se-á, portanto, na equação anterior, um fator de correção. A eficiência volumétrica é, então, dada por:

$$\eta_v = 0,96 \left\{ 1 - c \left[\left(\frac{P_7}{P_6} \right)^{1/n} - 1 \right] \right\} \quad (2.9)$$

Aumento de Entalpia na Compressão

O processo de compressão pode ser representado pela equação (2.7). Quando o processo de compressão for adiabático e reversível, a entropia permanece constante e tem-se $n = k$ (ver figura 2.4), onde k é o coeficiente isoentrópico. No caso de um processo adiabático e irreversível, a entropia aumenta durante a compressão e tem-se $n > k$. No caso de um processo não adiabático e reversível, a entropia diminui e tem-se $n < k$.

Note-se que o processo real de compressão é não adiabático e irreversível, o que causa efeitos opostos sobre a variação da entropia.

Deve-se observar, ainda, que a expressão (2.7) é obtida considerando-se n constante, o que é uma aproximação. O valor de n (ou k) apresenta uma pequena variação com o diferencial de pressão [4].

O aumento de entalpia durante um processo de compressão politrópico, $(h_7 - h_6)$ (ver figura 2.4), pode ser obtido relacionando-se as potências de compressão isoentrópica e politrópica, conforme indicado a seguir:

A potência de compressão é dada por [4]:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_r \int_{P_6}^{P_7} v dP \quad (2.10)$$

onde \dot{m}_r refere-se ao fluxo de massa de refrigerante.

Considerando-se o processo de compressão como isoentrópico, obtém-se:

$$P v^k = \text{const} \quad (2.11)$$

onde: k = índice isoentrópico,
 c_p = calor específico do refrigerante a pressão constante,
 c_v = calor específico do refrigerante a volume constante.

Substituindo-se a equação (2.11) na equação (2.10) e integrando-se, obtém-se:

$$\dot{W}_s = \dot{m}_r \frac{k}{k-1} P_6 \left[\left(\frac{P_7}{P_6} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (2.12)$$

onde o subscrito, s , denota um processo de compressão isoentrópico.

Analogamente, para a compressão politrópica, tem-se:

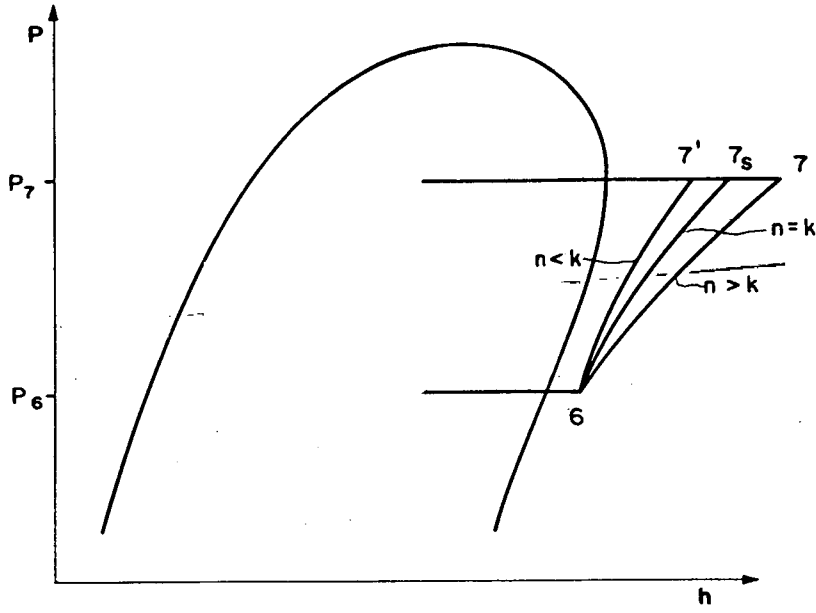


Fig.2.4- Efeito do coeficiente politrópico sobre o processo de compressão

$$\dot{W}_P = \dot{m}_r \frac{n}{n-1} P_6 \left[\left(\frac{P_7}{P_6} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (2.13)$$

por outro lado, sabe-se que:

$$\dot{W}_s = \dot{m}_r (h_{7s} - h_6) \quad (2.14)$$

e

$$\dot{W}_P = \dot{m}_r (h_7 - h_6) \quad (2.15)$$

Definindo-se uma eficiência de compressão isoentrópica como [4]:

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}_P} \quad (2.16)$$

e combinando-se as equações (2.12), (2.13), (2.14), (2.15) e (2.16), obtém-se:

$$(h_7 - h_6) = \frac{(h_{7s} - h_6)}{\eta_P} \left[\frac{\left(\frac{P_7}{P_6} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1}{\left(\frac{P_7}{P_6} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} \right] \quad (2.17)$$

onde η_P refere-se à eficiência politrópica do compressor, a qual é determinada pela seguinte equação:

$$\eta_P = \frac{\frac{k-1}{n}}{\frac{k}{n-1}} \quad (2.18)$$

Fluxo de Massa Deslocado Pelo Compressor

O fluxo de massa deslocado pelo compressor pode ser calculado através da seguinte expressão:

$$\dot{m}_r = \frac{60 N V_{sw} \eta_V}{v_6} \quad (2.19)$$

onde: N = rotação do motor,
 v_6 = volume específico do refrigerante no ponto 6 (ver figura 2.1).

A rotação do motor elétrico, N , é função da carga e deve ser levantada experimentalmente. A figura 2.5 mostra a variação da rotação em função da fração de carga para o motor elétrico do compressor utilizado neste trabalho.

2.2.3- Expressões para Transferência de Calor

Como já foi visto no item 2.1, a energia fornecida ao motor elétrico não será totalmente convertida em trabalho de compressão. Devido às perdas mencionadas, uma parcela desta energia será dissipada na forma de calor e, desta parcela, parte será entregue ao refrigerante e parte liberada ao ar ambiente.

Fazendo-se um balanço de energia no compressor, conforme a figura 2.6, obtém-se:

$$\dot{E} + \dot{m}_r h_4 = \dot{Q}_{C,a} + \dot{m}_r h_9$$

ou

$$\dot{E} + \dot{m}_r (h_4 - h_9) - \dot{Q}_{C,a} = 0 \quad (2.20)$$

onde: h_4 = entalpia do refrigerante na entrada do compressor,
 h_9 = entalpia do refrigerante na saída do compressor.

Para a solução do balanço de energia em questão, serão consideradas trocas de calor nas seguintes regiões: i) entre a carcaça e o ambiente; ii) entre o lado interno da carcaça e o refrigerante; iii) na passagem do refrigerante do interior da carcaça para o interior do cilindro; iv) na passagem do refrigerante do interior do cilindro para a câmara de descarga e v) entre o refrigerante no interior da carcaça e o refrigerante na tubulação de descarga.

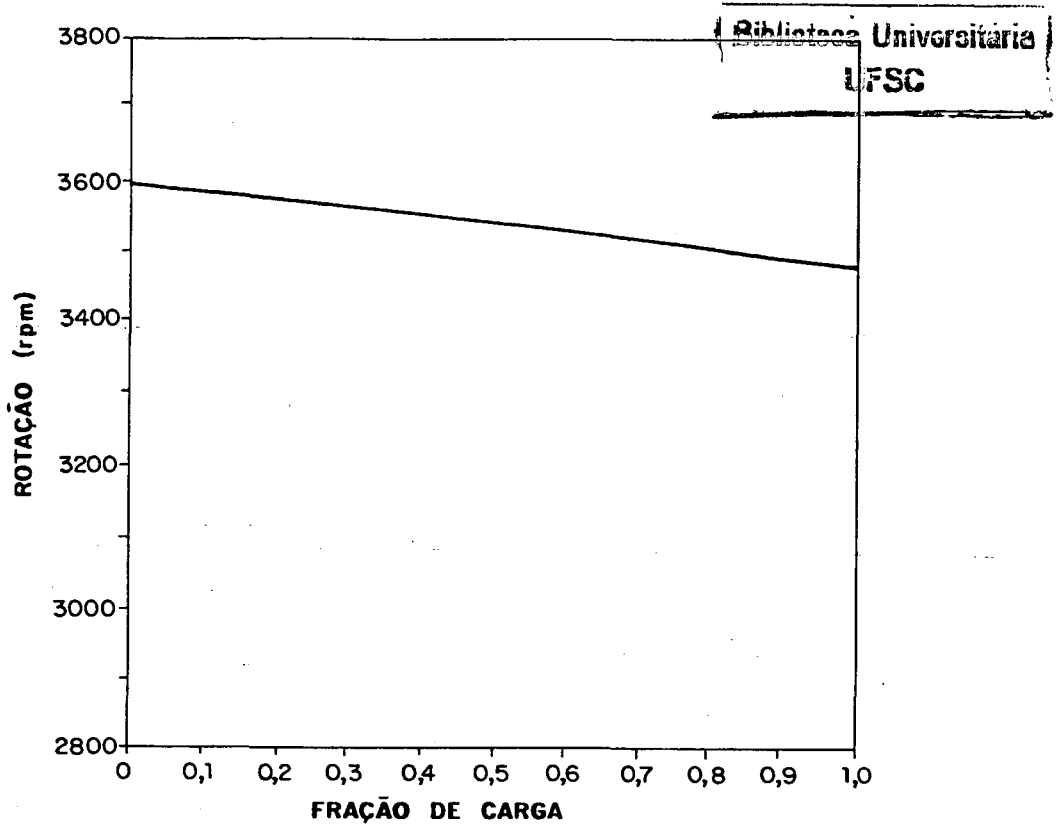


Fig.2.5- Variação da rotação do motor elétrico em função da carga

Transferência de Calor Entre a Carcaça e o Ar Ambiente

Domanski e Didion [1] consideraram, em seu trabalho, que esta transferência de calor ocorre somente por convecção natural. Num condicionador de ar de janela, entretanto, o compressor situa-se próximo à abertura pela qual entra o ar que passa pelo condensador. Existe, portanto, um fluxo de ar passando em torno da carcaça do compressor e é recomendável considerar-se a convecção como forçada.

Considerando-se o compressor como um cilindro e o escoamento de ar uniforme, pode-se calcular o coeficiente de transferência de calor em questão através da seguinte equação [7]:

$$h \propto \frac{G^{0,6}}{D_{C,ext}^{0,4}} \quad (2.21)$$

e a transferência de calor será dada por:

$$\dot{Q}_{C,a} = C_1 A_C \frac{G^{0,6}}{D_{C,ext}^{0,4}} (T_C - t_a)$$

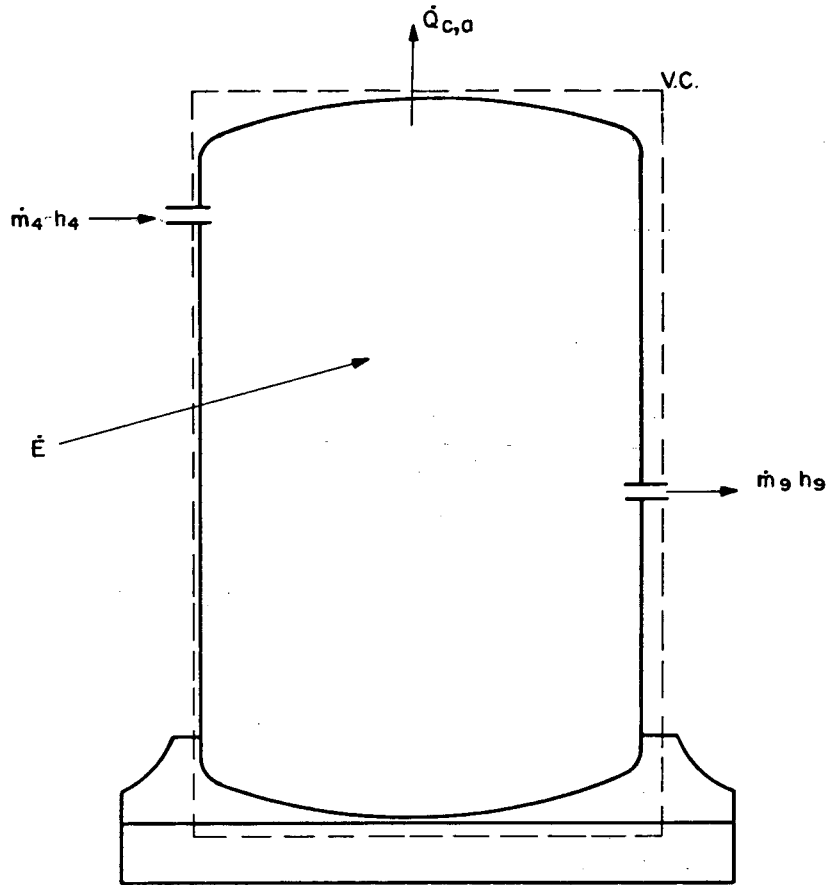


Fig.2.6- Balanço de energia no compressor

ou

$$\dot{Q}_{C,a} = \mathcal{Q} G^{0.6} (T_C - t_a) \quad (2.22)$$

onde:

- C_1 = constante de proporcionalidade,
- A_C = área superficial da carcaça,
- \mathcal{Q} = parâmetro de transferência de calor que envolve os parâmetros geométricos e a constante de proporcionalidade,*
- T_C = temperatura da carcaça,
- $D_{C,ext}$ = diâmetro externo da carcaça,
- t_a = temperatura do ar.

* Ver item 2.2.5

A parcela de transferência de calor devido à radiação foi incluída no modelo mas teve influência desprezível, representando menos de 0,01% da transferência de calor por convecção.

Transferência de Calor Entre o Lado Interno da Carcaça e o Refrigerante

Nesta região a transferência de calor ocorre, basicamente, por convecção forçada, sendo o coeficiente médio de convecção de calor calculado pela seguinte expressão [7]:

$$Nu \propto Re^{0,8} Pr^{1/3} \quad (2.23)$$

onde: Nu = número de Nusselt,
 Pr = número de Prandtl,
 Re = número de Reynolds.

Isolando-se o coeficiente de transferência de calor, h , na equação (2.23), obtém-se:

$$h = C_2 \dot{m}_r^{0,8} \kappa_r^{0,667} c_p^{0,333} \mu_r^{-0,467} \quad (2.24)$$

onde C_2 é a constante de proporcionalidade, e a transferência de calor é dada por:

$$\dot{Q}_{5,C} = C_2 A_T \dot{m}_r^{0,8} \kappa_5^{0,667} c_{p5}^{0,333} \mu_5^{-0,467} (T_5 - T_C)$$

ou

$$\dot{Q}_{5,C} = Q_{5,C} \dot{m}_r^{0,8} \kappa_5^{0,667} c_{p5}^{0,333} \mu_5^{-0,467} (T_5 - T_C) \quad (2.25)$$

onde: $Q_{5,C}$ = parâmetro de transferência de calor que envolve os parâmetros geométricos e a constante de proporcionalidade.*

Convém observar-se que, em se tratando de regime permanente, todo o calor entregue à carcaça é liberado para o ar ambiente, ou seja, $\dot{Q}_{C,a}$ e $\dot{Q}_{5,C}$ são iguais.

Transferência de Calor na Passagem do Refrigerante do Interior da Carcaça Para o Interior do Cilindro

Considerando-se que a câmara de sucção encontra-se à mesma temperatura do refrigerante na sucção (ponto 5, figura 2.1), e que a válvula e o batente encontram-se à temperatura do refrigerante após a compressão (ponto 7, figura 2.1), a transferência de calor dar-se-á da válvula e do batente para o refrigerante sendo succionado. Assim sendo, a diferença de temperatura responsável pela transferência de calor é $(T_7 - T_5)$.

De maneira análoga à equação (2.25), obtém-se:

$$\dot{Q}_{56} = Q_{56} \dot{m}_r^{0,8} \kappa_{56}^{0,667} c_{p56}^{0,333} \mu_{56}^{-0,467} (T_7 - T_5) \quad (2.26)$$

* Ver item 2.2.5

onde κ_{56} , c_{p56} e μ_{56} são propriedades médias do refrigerante, obtidas através da média aritmética das propriedades nos pontos 5 e 6.

Transferência de Calor na Passagem do Refrigerante do Interior do Cilindro até o Início da Tubulação de Descarga

Fazendo-se as mesmas considerações do item anterior quanto às temperaturas da câmara, da válvula e do batente, o potencial de temperatura a ser empregado na avaliação da transferência de calor será $(T_8 - T_5)$. Assim, analogamente à equação (2.25), tem-se:

$$\dot{Q}_{78} = \dot{Q}_{78} \dot{m}_r^{0,8} \kappa_{78}^{0,667} c_{p78}^{0,333} \mu_{78}^{-0,467} (T_8 - T_5) \quad (2.27)$$

onde κ_{78} , c_{p78} e μ_{78} são propriedades médias do refrigerante, obtidas através da média aritmética das propriedades nos pontos 7 e 8.

Transferência de Calor Entre o Refrigerante no Interior da Carcaça e o Refrigerante na Tubulação de Descarga

Nesta região a transferência de calor ocorre por convecção forçada. Desprezando-se a resistência de condução da parede do tubo e considerando-se constante a temperatura do refrigerante no interior da carcaça, obtém-se [8]:

$$\dot{Q}_{89} = U A_T \left[\frac{(T_8 - T_9)}{\ln \left(\frac{T_8 - T_5}{T_9 - T_5} \right)} \right] \quad (2.28)$$

onde:

$$U = \frac{\dot{h}_{p,int} \dot{h}_{p,ext}}{\dot{h}_{p,int} + \dot{h}_{p,ext}} \quad (2.29)$$

sendo: U = coeficiente global de transferência de calor ,
 $\dot{h}_{p,int}$ = coeficiente de transferência de calor entre a parede da tubulação e o refrigerante no seu interior,
 $\dot{h}_{p,ext}$ = coeficiente de transferência de calor entre a parede da tubulação e o refrigerante no interior da carcaça.

Determinando-se $\dot{h}_{p,int}$ e $\dot{h}_{p,ext}$ através de equações semelhantes a (2.25) e substituindo-se a equação (2.29) na equação (2.28), obtém-se:

$$\dot{Q}_{89} = \dot{Q}_{89} \dot{m}_r^{0,8} \frac{a_1}{a_2 + a_3} \left[\frac{(T_8 - T_9)}{\ln \left(\frac{T_8 - T_5}{T_9 - T_5} \right)} \right] \quad (2.30)$$

onde: $a_1 = (c_{p5} c_{p89})^{0,333} (\kappa_5 \kappa_{89})^{0,667}$

$$\begin{aligned} a_2 &= \mu_5 c_{p_{89}} \kappa_{89} \\ a_3 &= \mu_{89} c_{p_5} \kappa_5 \end{aligned}$$

Convém ressaltar que, uma vez conhecida a taxa de transferência de calor entre duas localizações e a vazão de refrigerante, pode-se calcular a variação da entalpia do refrigerante ao passar de uma localização para outra, através da seguinte expressão:

$$\Delta h_{ij} = \frac{\dot{Q}_{ij}}{\dot{m}_r} \quad (2.31)$$

2.2.4- Expressões para a Determinação da Perda de Carga

Considerar-se-á, por simplicidade, o escoamento como incompressível. A perda de carga representa a conversão (irreversível) de energia mecânica em energia térmica, e deve-se a três fatores: i) fricção, ii) variação da quantidade de movimento e iii) gravidade. A perda de carga total pode, portanto, ser representada por três parcelas, como se segue:

$$\Delta P_T = \Delta P_{fr} + \Delta P_{ac} + \Delta P_{gr} \quad (2.32)$$

Perda de Carga Devida à Fricção

A perda de carga devida à fricção, pode ser obtida da equação de Fanno para perda de carga em um tubo horizontal de área constante com escoamento plenamente desenvolvido:

$$\Delta P_{fr} = 2 f \rho_r \vartheta_r^2 \frac{L}{D_{int}} \quad (2.33)$$

onde: f = fator de fricção de Fanno,
 ρ_r = massa específica do refrigerante,
 ϑ_r = velocidade média do refrigerante no tubo,
 L = comprimento do tubo,
 D_{int} = diâmetro interno do tubo.

Considerando o fator de fricção, f , como sendo proporcional ao número de Reynolds elevado a -0,2 [9], e empregando-se a equação da continuidade, obtém-se a partir da equação (2.33):

$$\Delta P_{fr} = \frac{P \mu_r^{0,2} \dot{m}_r^{1,8}}{\rho_r} \quad (2.34)$$

onde: μ = Viscosidade dinâmica,
 \mathcal{P} = parâmetro de perda de carga que envolve os parâmetros geométricos e a constante de proporcionalidade.*

No compressor, a perda de carga devida à fricção predomina na linha de descarga, assim:

$$P_8 - P_9 = \frac{\mathcal{P}_{89} \mu_{89}^{0,2} \dot{m}_r^{1,8}}{\rho_{89}} \quad (2.35)$$

onde: P_8, P_9 = pressões do refrigerante nas respectivas localizações,
 μ_{89}, ρ_{89} = propriedades médias do refrigerante entre as respectivas localizações.

Perda de Carga Devida à Variação da Quantidade de Movimento

A perda de carga devida aos efeitos dinâmicos produzidos por contrações ou expansões do escoamento é dada por [9]:

$$\Delta P_{ac} = \frac{K}{2} \rho_r v_r^2 \quad (2.36)$$

onde: K = fator de perda de carga.

Substituindo-se a equação da continuidade na equação(2.36), obtém-se:

$$\Delta P_{ac} = \frac{K A_t \dot{m}_r^2}{2 \rho_r}$$

ou

$$\Delta P_{ac} = \frac{\mathcal{P} \dot{m}_r^2}{\rho_r} \quad (2.37)$$

onde: $\mathcal{P} = \frac{K A_t}{2} =$ parâmetro de perda de carga.*

Fazendo-se uma análise de ordem de grandeza, a perda de carga devida a variação da quantidade de movimento predomina nas seguintes localizações:

– Entrada da carcaça

$$P_4 - P_5 = \frac{\mathcal{P}_{45} \dot{m}_r^2}{\rho_{45}} \quad (2.38)$$

– Câmara e válvula de sucção

$$P_5 - P_6 = \frac{\mathcal{P}_{56} \dot{m}_r^2}{\rho_{56}} \quad (2.39)$$

* Ver item 2.2.5

– Câmara e válvula de descarga

$$P_7 - P_8 = \frac{P_{78} \dot{m}_r^2}{\rho_{78}} \quad (2.40)$$

Perda de Carga Devida à Gravidade

Esta perda de carga pode ser calculada por:

$$\Delta P_{gr} = \rho_r g \Delta z \quad (2.41)$$

onde: g = aceleração da gravidade,
 Δz = diferença de altura.

Levando-se em conta que, num compressor, as diferenças de altura, Δz , envolvidas são pequenas, pode-se desprezar o efeito da gravidade sobre a perda de carga.

2.2.5- Determinação dos Parâmetros de Perda de Carga e Transferência de Calor do Compressor

O programa HPSIM contém uma subrotina para auxiliar na determinação dos parâmetros de perda de carga e transferência de calor, a partir de resultados experimentais obtidos em ensaios específicos do compressor.

No ensaio em questão devem ser obtidos os seguintes dados:

- A temperatura do ar ambiente durante o ensaio;
- A potência consumida;
- A vazão de refrigerante proporcionada;
- A rotação do motor elétrico;
- O estado do refrigerante (pressão e temperatura) na entrada e na saída do compressor ou

O estado do refrigerante (pressão e temperatura) em cada localização mostrada na figura 2.1.

Conhecidos estes valores, o programa pode, utilizando as equações apresentadas neste capítulo, estimar os parâmetros de perda de carga e transferência de calor para a condição de ensaio. A diferença é que as equações aqui apresentadas utilizam os referidos parâmetros para o cálculo da perda de carga e da transferência de calor, enquanto na subrotina em questão estes parâmetros são estimados a partir da perda de carga e da transferência de calor obtidas experimentalmente.

Convém observar-se que os parâmetros em questão foram obtidos para uma determinada condição de operação do compressor. Tais parâmetros são considerados constantes para as demais simulações, o que é uma aproximação.

CAPÍTULO 3

MODELAÇÃO DO TUBO CAPILAR

3.1- INTRODUÇÃO

Tubo capilar é o nome comumente aceito para designar o dispositivo de expansão, normalmente utilizado em sistemas de refrigeração e de condicionamento de ar de pequeno porte. O termo capilar é, entretanto, inadequado, uma vez que, para os diâmetros internos envolvidos (0,5 a 2,0 mm), as forças de capilaridade são desprezíveis.

O tubo capilar é, basicamente, um tubo de cobre de 1 a 6 m de comprimento, que liga a saída do condensador à entrada do evaporador e tem como funções reduzir a pressão e regular a vazão do refrigerante que entra no evaporador.

Diversas combinações de diâmetro interno e comprimento podem ser utilizadas para se obter o efeito desejado. Entretanto, uma vez que o tubo capilar tenha sido selecionado, o mesmo não pode, por si só, ajustar-se às variações de carga ou das pressões de sucção e descarga.

Assim sendo, fica evidente que o compressor e o tubo capilar operam em equilíbrio (fluxo de massa bombeado pelo compressor = fluxo de massa através do capilar) em uma única condição [10]. Qualquer variação da carga térmica ou da temperatura de condensação em relação à de projeto, provocam o estabelecimento de um novo ponto de operação, podendo o compressor ficar sub ou sobrealimentado. O sistema busca um novo ponto de equilíbrio, provocando uma redução no coeficiente de performance.

3.2- OPERAÇÃO DE UM TUBO CAPILAR

O tubo capilar, apesar de sua simplicidade geométrica, apresenta, em operação, um comportamento bastante complexo. A figura 3.1 mostra a distribuição de temperatura

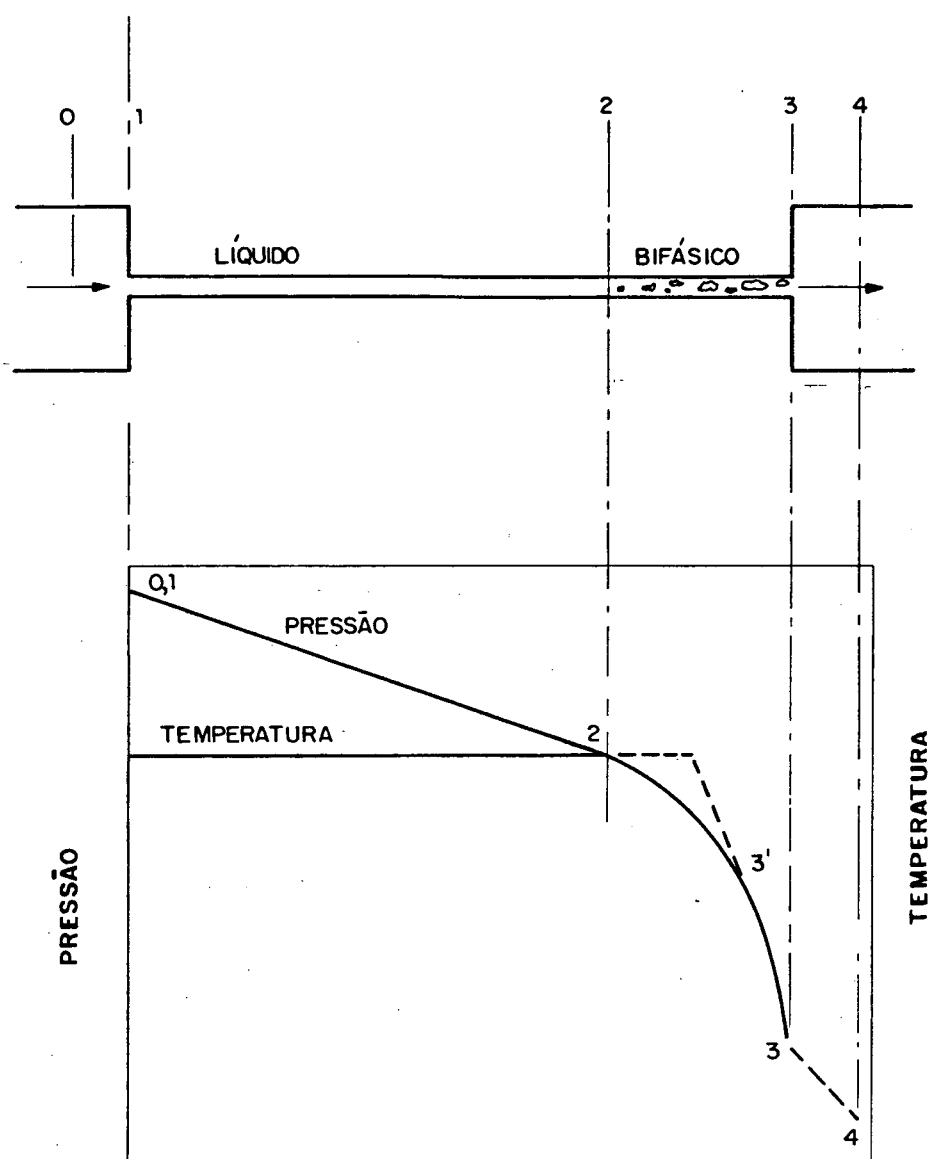


Fig.3.1- Distribuição de pressão e temperatura ao longo de um tubo capilar adiabático com líquido subresfriado na entrada

e pressão ao longo de um tubo capilar em condições normais de operação, isto é, com refrigerante subresfriado na entrada.

Ao adentrar o tubo capilar, o refrigerante sofre uma pequena redução de pressão. Do ponto 1 ao ponto 2 a pressão reduz-se linearmente com o comprimento, e o refrigerante continua no estado subresfriado. No ponto 2 o refrigerante atinge a condição de saturação e inicia-se a formação de vapor. A partir deste ponto, a redução de pressão acentua-se à medida que o final do tubo se aproxima, e a percentagem e o volume de vapor aumentam.

Utilizando uma escala para a temperatura de saturação correspondente à escala linear de pressão e considerando o escoamento como adiabático, verifica-se que a temperatura é constante no trecho 0-1-2. A partir do ponto 2 (condição de saturação) as linhas de pressão e temperatura são coincidentes.

As linhas tracejadas indicam situações que podem ocorrer, dependendo das dimensões e das condições do escoamento no capilar. Entre os pontos 2 e 3', evidências experimentais indicam a presença de líquido a uma temperatura superior à temperatura de saturação, o que caracteriza o fenómeno da metaestabilidade [11]. Este comprimento adicional da região líquida, aumenta o fluxo de massa de refrigerante através do tubo capilar. A diferença de pressão entre os pontos 3 e 4 deve-se ao fato do escoamento ter atingido condições sônicas na saída do tubo.

3.2.1- Hipóteses e Considerações

Na elaboração do modelo numérico, são relevantes algumas conclusões oriundas do trabalho de Mikol, apresentadas por Domanski e Didion [1], quais sejam:

- i) o escoamento através de tubos capilares obedece às mesmas equações utilizadas em escoamentos em dutos;
- ii) a correlação para o fator de fricção de Moody é aplicável ao escoamento na região líquida do tubo capilar;
- iii) possibilidade de ocorrência de escoamento metaestável;
- iv) possibilidade de ocorrência de escoamento bloqueado.

Considerando as conclusões de Mikol, algumas evidências experimentais e a teoria de Mecânica de Fluidos, adotaram-se as seguintes hipóteses simplificativas [11]:

- i) escoamento unidimensional, homogêneo em regime permanente;
- ii) o tubo capilar é reto, horizontal e tem diâmetro interno constante;
- iii) escoamento adiabático;
- iv) escoamento sem regiões de metaestabilidade;
- v) escoamento sem presença de óleo;
- vi) a perda de carga no capilar pode ser subdividida em: perda de carga devida à contração na entrada e perda de carga devida à fricção.

3.2.2- Escoamento Bloqueado em Tubos Capilares

A vazão de refrigerante através de um tubo capilar aumenta com a diminuição da pressão de evaporação, até que esta atinja uma pressão denominada crítica, abaixo da qual a vazão não mais se altera. Nesta condição, o escoamento atinge a velocidade sônica na saída do tubo, o que se denomina escoamento bloqueado.

A hipótese de que o escoamento num tubo capilar é unidimensional e homogêneo permite que o escoamento bifásico, de natureza complexa, seja tratado como um escoamento sem mudança de fase. Para isso, admite-se um fluido fictício, de fase única, cujas propriedades são ponderações das propriedades das fases líquido e vapor do refrigerante. Assim, uma propriedade qualquer, γ_r , pode ser expressa em termos do título do refrigerante, da seguinte maneira:

$$\gamma_r = (1 - x)\gamma_l + x\gamma_v \quad (3.1)$$

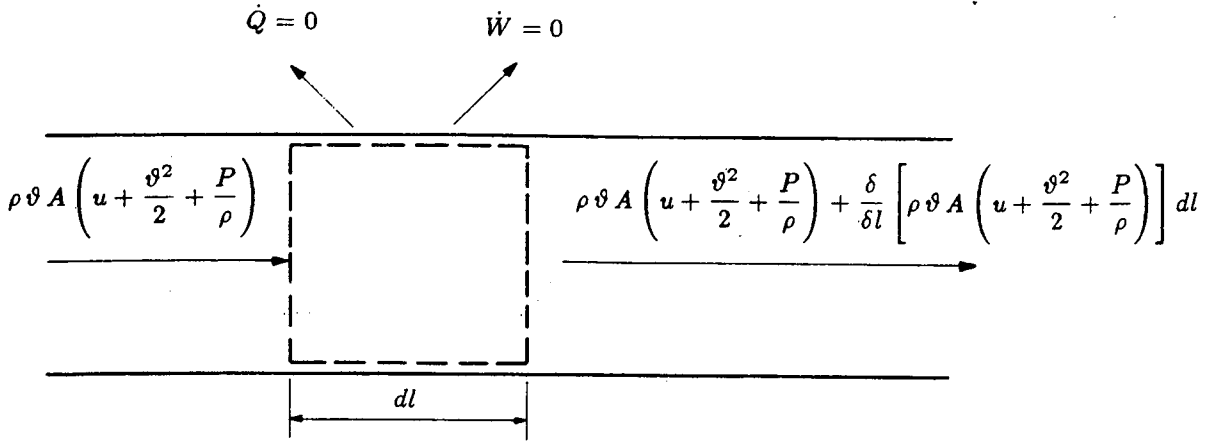


Fig.3.2- Balanço de energia para um elemento de fluido num escoamento unidimensional, adiabático e permanente, num duto horizontal de área constante

onde: γ_l = propriedade do refrigerante líquido,
 γ_v = propriedade do refrigerante vapor.

desta forma, o fenómeno de escoamento bloqueado, no escoamento bifásico, será governado pelas equações do escoamento bloqueado sem mudança de fase.

Num escoamento adiabático num duto de área constante com fricção, como é o caso de um tubo capilar, a equação da energia reduz-se a (ver balanço na figura 3.2):

$$dh + v dv = 0 \quad (3.2)$$

ou

$$h_0 = h + \frac{v^2}{2} = \text{constante} \quad (3.3)$$

ou, ainda, utilizando a equação da continuidade:

$$h_0 = h + \frac{(Gv)^2}{2} \quad (3.4)$$

onde: h = entalpia,
 h_0 = entalpia de estagnação,
 v = velocidade,
 v = volume específico.

A representação gráfica destas equações, num diagrama entalpia-entropia como mostrada na figura 3.3, é conhecida como linha de Fanno. Na parte superior da curva

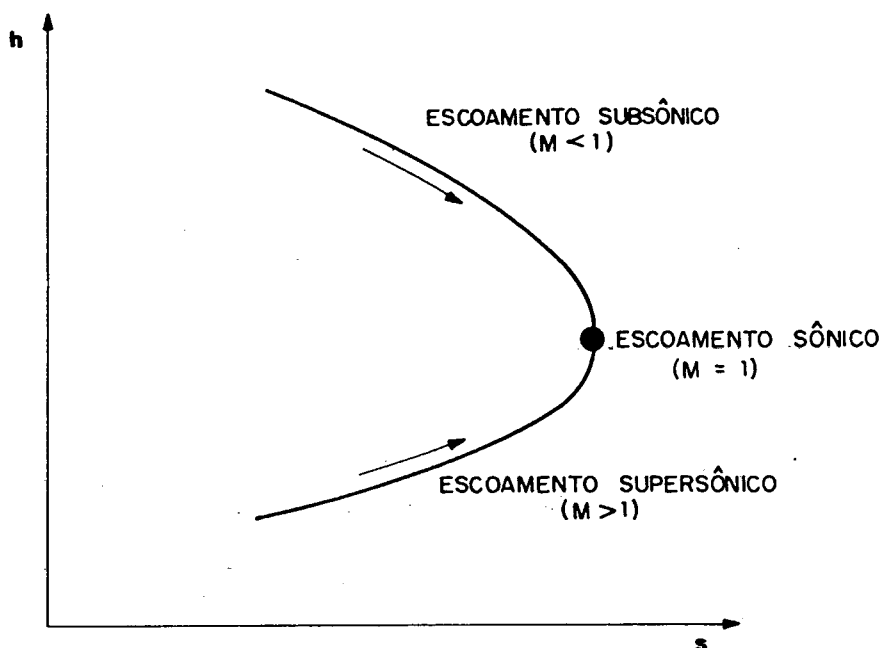


Fig.3.3- Diagrama h-s para o escoamento ao longo de um tubo capilar

o escoamento é subsônico ($M < 1$), na parte inferior da curva o escoamento é supersônico ($M > 1$), e no ponto de entropia máxima o escoamento atinge a velocidade do som ($M = 1$).

Sendo que, pela segunda lei da termodinâmica, a entropia num processo adiabático e irreversível deve aumentar, a linha de Fanno mostra que o efeito da fricção num escoamento subsônico é a aceleração do fluido até a velocidade do som, e num escoamento supersônico é a desaceleração do fluido até a velocidade do som. Conclui-se também, que a velocidade do som somente pode ocorrer na saída do tubo, pois o estabelecimento de uma velocidade sônica no interior do tubo implicaria que, a jusante daquele ponto, a entropia deveria diminuir, o que violaria a segunda lei da Termodinâmica. A figura 3.3, mostra também que o escoamento ao longo do tubo capilar, ao contrário da prática usual, não é isoentálpico.

A avaliação da pressão crítica, para um escoamento do tipo mencionado anteriormente, é conseguida através de um processo numérico, descrito no apêndice A.

3.3- FORMULAÇÃO DO MODELO

Ao adentrar o tubo capilar, o refrigerante sofre uma perda de carga devida à fricção e à aceleração decorrentes da contração brusca. Assim, esta perda de carga é dada pela equação a seguir, onde os índices inferiores referem-se à figura 3.1,

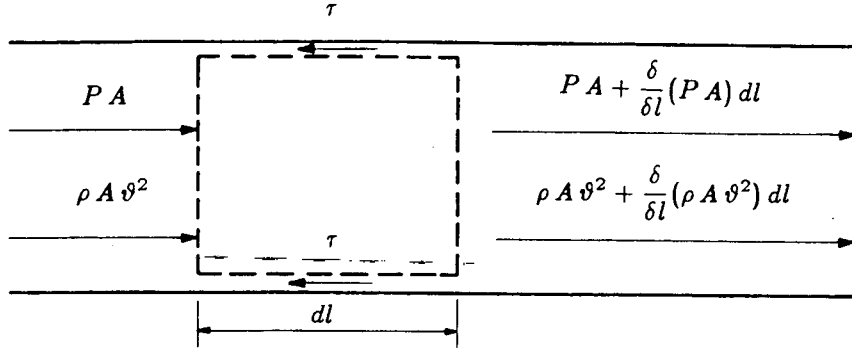


Fig.3.4- Balanço da quantidade de movimento para um elemento de fluido num escoamento unidimensional em regime permanente num duto horizontal de área constante

$$\frac{P_0 - P_1}{\rho_{0,1}} + \frac{v_0^2 - v_1^2}{2} = \frac{K v_1^2}{2} \quad (3.5)$$

que, quando combinada com a equação da continuidade, reduz-se a:

$$P_0 - P_1 = (1 + K) \frac{G^2}{2 \rho_{0,1}} \quad (3.6)$$

onde: $G = \rho_{0,1} v_1$ = fluxo de massa por unidade de área,
 K = coeficiente de perda de carga por contração,
 $\rho_{0,1}$ = massa específica média entre as respectivas localizações.

O coeficiente, K , é de natureza empírica e depende da geometria e da relação entre as áreas na contração. Apesar de haver discordância na literatura, utilizar-se-á, neste trabalho, o valor $K = 0,15$, recomendado por [1].

Utilizando o balanço da quantidade de movimento, para um escoamento em regime permanente em um duto de área constante com fricção, conforme indicado na figura 3.4, tem-se:

$$PA_t + \frac{\partial(PA_t)}{\partial l} dl - PA_t + \rho A_t v^2 + \frac{\partial(\rho A_t v^2)}{\partial l} dl - \rho A_t v^2 + \tau S dl = 0 \quad (3.7)$$

onde: τ = tensão cisalhante,
 S = perímetro interno do tubo.

Simplificando a equação anterior, obtém-se:

$$A_t dP + A_t d(\rho v^2) + \tau S dl = 0 \quad (3.8)$$

Substituindo a tensão cisalhante, de acordo com a equação (3.9), a seguir, e integrando, obtém-se a equação (3.10).

$$\tau = \frac{1}{2} f \rho v^2 \quad (3.9)$$

$$\frac{1}{G^2} \int_{P_j}^{P_{j+1}} \rho dP + \ln \frac{\rho_j}{\rho_{j+1}} + \frac{2}{D_{int}} \int_{L_j}^{L_{j+1}} f dl = 0 \quad (3.10)$$

Assim, na região líquida do tubo capilar, considerando o líquido como incompressível, a equação anterior reduz-se a:

$$P_1 - P_2 = \frac{2 f_\ell G^2 L_\ell}{\rho_r D_{int}} \quad (3.11)$$

onde L_ℓ refere-se ao comprimento da região líquida.

O fator de fricção para a região líquida, f_ℓ , pode ser avaliado através das equações:

$$f_\ell = \frac{16}{Re_\ell} \quad \text{para } Re_\ell \leq 2000 \quad (3.12)$$

$$f_\ell = 0.046 Re_\ell^{-0.2} \quad \text{para } Re_\ell > 2000 \quad (3.13)$$

Combinando as equações (3.6) e (3.11), obtém-se:

$$P_0 - P_2 = \left(1 + K + \frac{f_\ell L_\ell}{D_{int}}\right) \frac{G^2}{2 \rho_r} \quad (3.14)$$

Assim, o fluxo de massa de refrigerante na região de líquido pode ser dado por:

$$\dot{m}_r = A_t \left[\frac{2 \rho_r (P_0 - P_2)}{\left(1 + K + \frac{f_\ell L_\ell}{D_{int}}\right)} \right]^{0.5} \quad (3.15)$$

Para a região bifásica, a equação (3.10) deve ser resolvida com todos os seus termos. O primeiro termo pode ser resolvido numericamente, sabendo que o volume específico pode ser dado por:

$$v_r = v_\ell + x(v_v - v_\ell) \quad (3.16)$$

onde o título ao longo de um escoamento que segue uma linha de Fanno pode ser obtido como demonstrado no apêndice A. O fator de fricção para a região bifásica, que aparece no terceiro termo da equação (3.10) é calculado de acordo com a correlação proposta por Erth [12].

$$\bar{f}_{bf} = 0,775 Re_{bf}^{-0,5} \exp \left[\frac{(1 - x_i^{0,25})}{2,4} \right] \quad (3.17)$$

onde: x_i = título do refrigerante na entrada do tubo capilar,
 $Re_{bf} = \frac{G D_{int}}{\mu_\ell + x_i(\mu_v - \mu_\ell)}$ = Reynolds característico da região bifásica.

Assim, a equação (3.10), para a região bifásica, torna-se:

$$\dot{m}_r = A_t \left[\frac{\int_{P_2}^{P_3} \rho_r dP}{\frac{2}{D_{int}} \bar{f}_{bf} L_{bf} + \ln \left(\frac{\rho_2}{\rho_3} \right)} \right]^{0,5} \quad (3.18)$$

onde L_{bf} refere-se ao comprimento da região bifásica e os subscritos referem-se à figura 3.1.

As equações (3.15) e (3.18) devem ser resolvidas iterativamente, uma vez que a pressão crítica, o fator de fricção e os comprimentos das regiões de líquido e bifásica são funções dos fluxos de massa de refrigerante e vice-versa. As vazões obtidas por estas equações devem, também, satisfazer à equação da continuidade.

CAPÍTULO 4

MODELAÇÃO DOS TROCADORES DE CALOR

4.1- INTRODUÇÃO

O termo trocador de calor é normalmente aplicado a um equipamento no qual duas correntes de fluidos, separadas por uma superfície sólida, trocam calor.

Num sistema de condicionamento de ar por compressão mecânica de vapores há dois trocadores de calor: uma serpentina interna e uma serpentina externa. Ambas são de construção similar e funcionam ora como evaporador, ora como condensador, dependendo do modo operacional (aquecimento ou refrigeração) do sistema. Num condicionador de ar de janela, mais especificamente, os trocadores de calor são do tipo compacto [13], como ilustrado na figura 4.1. Tais trocadores são, geralmente, constituídos por tubos de cobre com aletas de alumínio arranjados em quincôncio. Os tubos são conectados entre si de modo a formar um circuito. O refrigerante passa pelo interior da tubulação, enquanto o ar escoa pelo lado externo.

O método utilizado na modelação dos trocadores de calor é o chamado “tubo-por-tubo”. Este método consiste no isolamento imaginário de cada tubo para efeito de cálculos. A transferência de calor de ou para cada tubo é calculada com auxílio da teoria para trocadores de calor em escoamento cruzado. Conhecendo a localização do tubo no circuito e executando os cálculos numa sequência apropriada, a performance total da serpentina pode ser obtida.

No isolamento do tubo, para efeitos de cálculos, considera-se que, independente da forma da aleta, a área da aleta utilizada pelo tubo (área $d_i d_t$, figura 4.2) é equivalente em performance a uma aleta circular de igual área (ver figuras 4.2 e 4.3). Assim sendo, o diâmetro equivalente, D_{eq} , desta aleta circular é dado por [14]:

$$D_{eq} = 2 \left(\frac{d_i d_t}{\pi} \right)^{0,5} \quad (4.1)$$

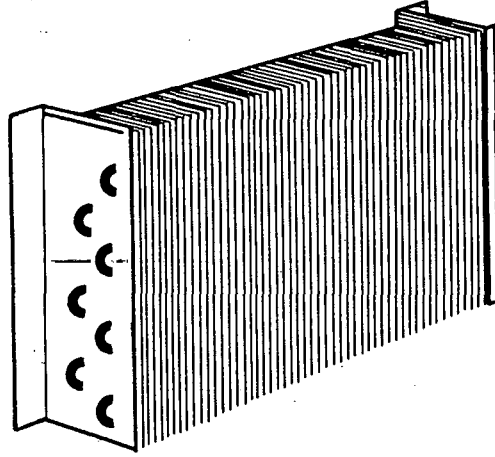


Fig.4.1- Trocador de calor compacto

4.2- EQUAÇÕES GOVERNANTES

4.2.1- Taxa de Transferência de Calor

As serpentinas utilizadas em condicionadores de ar de janela funcionam, predominantemente, em escoamento cruzado. Entretanto, lembrando que no método “tubo-por-tubo” há um isolamento imaginário de cada tubo, considera-se o problema como um escoamento cruzado puro, como mostrado na figura 4.4.

A taxa de transferência de calor é dada por:

$$\dot{Q} = U A_T \Delta T_m \quad (4.2)$$

onde: U = coeficiente global de transferência de calor,
 A_T = área total de transferência de calor,
 ΔT_m = diferença logarítmica de temperatura.

Utiliza-se a diferença logarítmica de temperatura, como indicado na equação anterior, porque a diferença de temperatura entre os fluidos varia ao longo do trocador. Para o escoamento cruzado puro, tal diferença é dada pelas seguintes expressões [15]:

$$\Delta T_m = \frac{t_o - t_i}{\ln \frac{T_{sat} - t_i}{T_{sat} - t_o}} \quad (4.3)$$

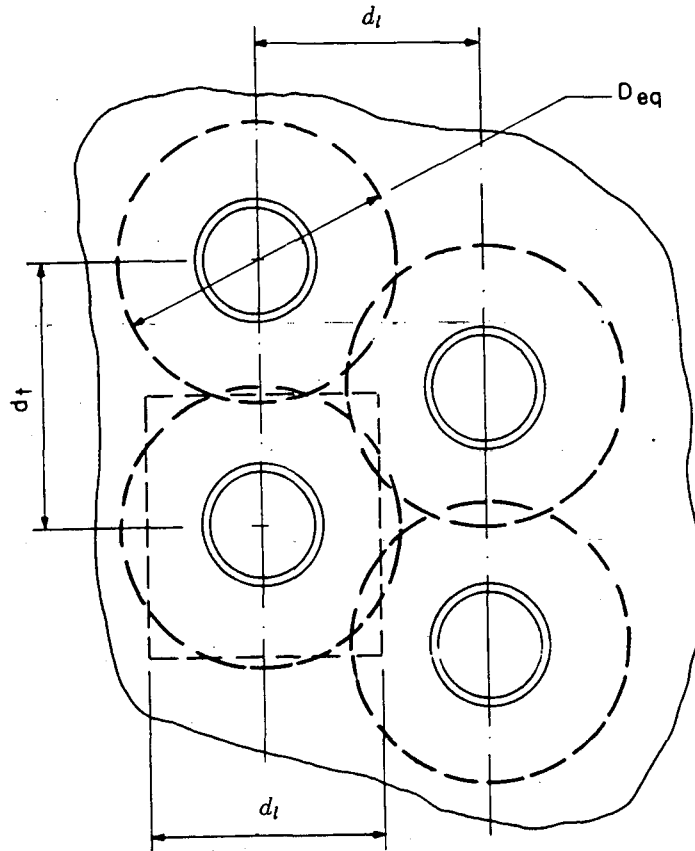


Fig.4.2- Método aproximado de tratar uma aleta retangular como uma aleta circular de igual área

quando a temperatura do refrigerante não varia, e

$$\Delta T_m = \frac{t_o - t_i}{\ln \frac{\frac{T_i - T_o}{t_o - t_i} + \ln \frac{T_o - t_i}{T_i - t_i}} \quad (4.4)$$

quando a temperatura de ambos os fluidos variam.

onde: T = temperatura do refrigerante,
 t = temperatura do ar,
 i = entrada,
 o = saída.

A taxa de transferência de calor pode também ser dada em função da diferença de entalpia:

$$\dot{Q} = -\dot{m}_r (h_o - h_i)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_a (h_{a,i} - h_{a,o})$$

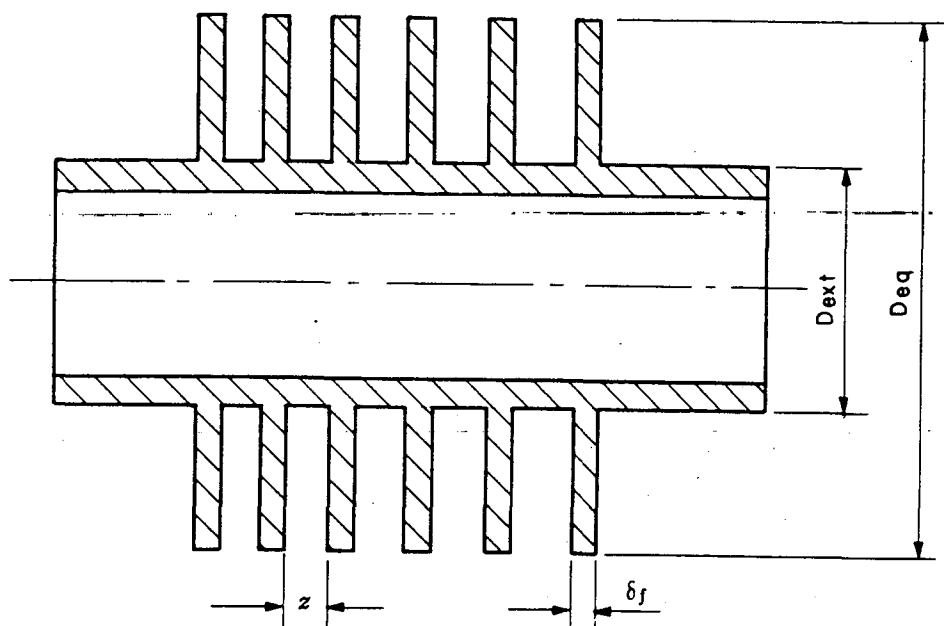


Fig.4.3- Seção transversal de um tubo aletado

ou

$$\dot{Q} = -\dot{m}_r c_{p_r} (T_o - T_i) \quad (4.5)$$

e

$$\dot{Q} = \dot{m}_a c_{p_a} (t_o - t_i) \quad (4.6)$$

Em um trocador de calor, podem ocorrer os seguintes tipos de escoamento:

- i) escoamento sem mudança de fase, quando a temperatura do refrigerante varia;
- ii) escoamento com mudança de fase, quando a temperatura do refrigerante não varia
- e iii) ambos simultaneamente. Assim sendo, é possível encontrar-se, num mesmo tubo, os casos analisados a seguir:

Escoamento sem Mudança de Fase: Refrigerante Superaquecido ou Subresfriado ao Longo de Todo o Tubo

A equação para a taxa de transferência de calor, neste caso, é indicada a seguir (ver apêndice B):

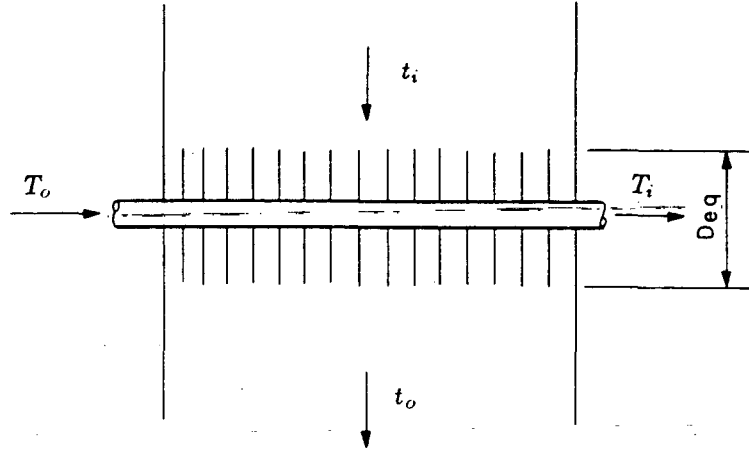


Fig.4.4- Escoamento cruzado puro em um tubo aletado

$$\dot{Q} = \dot{m}_r c_{p,r} (T_i - t_i) \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{\dot{m}_a c_{p,a}}{\dot{m}_r c_{p,r}} \left(1 - \exp \left(\frac{-U A_T}{\dot{m}_a c_{p,a}} \right) \right) \right] \right\} \quad (4.7)$$

Escoamento Bifásico ao longo de todo o Tubo

Substituindo a equação (4.3) na equação (4.2) tem-se

$$\ln \frac{T_{sat} - t_i}{T_{sat} - t_o} = - \ln \frac{T_{sat} - t_o}{T_{sat} - t_i} = \frac{U A_T}{\dot{m}_a c_{p,a}}$$

ou

$$t_o = t_i + (T_{sat} - t_i) \left[1 - \exp \left(- \frac{U A_T}{\dot{m}_a c_{p,a}} \right) \right] \quad (4.8)$$

Substituindo a equação (4.8) na equação (4.6), obtém-se a taxa de calor para a região bifásica:

$$\dot{Q} = \dot{m}_a c_{p,a} (T_{sat} - t_i) \left[1 - \exp \left(- \frac{U A_T}{\dot{m}_a c_{p,a}} \right) \right] \quad (4.9)$$

Vapor Superaquecido na Entrada e Bifásico na Saída do Tubo

Considerando parcelas independentes para cada região, a taxa de transferência de calor, neste caso, é dada por:

$$\dot{Q} = \dot{m}_r (h_i - h_v) + \dot{m}_a c_{p_a} (1 - Z_{v,up}) \left[1 - \exp \left(- \frac{U A_T}{\dot{m}_a c_{p_a}} \right) \right] (T_{sat} - t_i) \quad (4.10)$$

onde $Z_{v,up}$, que representa a fração do comprimento do tubo ocupado pelo vapor superaquecido, é dado por:

$$Z_{v,up} = - \frac{\dot{m}_r c_{p_r} \ln \left[1 - \frac{h_i - h_v}{c_{p_a} (T_i - t_i)} \right]}{\dot{m}_a c_{p_a} \left[1 - \exp \left(- \frac{U A_T}{\dot{m}_a c_{p_a}} \right) \right]} \quad (4.11)$$

e h_i refere-se à entalpia do refrigerante na entrada do tubo.

A dedução das equações (4.10) e (4.11) encontram-se no apêndice C.

Bifásico na Entrada e Líquido Subresfriado na Saída do Tubo

A taxa de transferência de calor, neste caso, é dada por:

$$\dot{Q} = \dot{m}_r c_{p_r} (T_{sat} - t_i) \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{\dot{m}_a c_{p_a} (1 - Z_{b,f})}{\dot{m}_r c_{p_r}} \left(1 - \exp \left(- \frac{U A_T}{\dot{m}_a c_{p_a}} \right) \right) \right] \right\} + \dot{m}_r (h_i - h_\ell) \quad (4.12)$$

onde $Z_{b,f}$, que representa a fração do comprimento do tubo ocupado pela região bifásica, é dada por:

$$Z_{b,f} = \frac{\dot{m}_r (h_i - h_\ell)}{\dot{m}_a c_{p_a} \left[1 - \exp \left(- \frac{U A_T}{\dot{m}_a c_{p_a}} \right) (T_{sat} - t_i) \right]} \quad (4.13)$$

A dedução das equações (4.12) e (4.13) encontram-se no apêndice D.

4.2.2- Fluxos de Massa

Fluxo de Massa de Refrigerante

Durante o escoamento ao longo de um trocador de calor, o refrigerante pode sofrer uma mudança de fase e, em decorrência, uma considerável variação de densidade, a qual influencia a velocidade e a perda de carga do escoamento.

Para evitar uma perda de carga elevada ou uma baixa transferência de calor, os tubos do trocador de calor são conectados de modo a formarem circuitos independentes. Assim, num evaporador, o volume específico do refrigerante aumenta ao longo do escoamento e a tubulação ramifica-se para diminuir o fluxo de massa e a velocidade nos tubos seguintes. Num condensador, ao contrário, o volume específico do refrigerante é alto na entrada, onde ocorre a distribuição do fluxo entre vários tubos, e diminui ao longo do escoamento. Para evitar uma queda demasiada da velocidade, o que diminuiria a transferência de calor, os diferentes circuitos do condensador unem-se para aumentar o fluxo de massa e a velocidade nos tubos seguintes.

Para a simulação de uma serpentina pelo método “tubo-por-tubo” o fluxo de massa de refrigerante em cada tubo deve ser conhecido. Sendo o fluxo de massa total através da serpentina conhecido, deve-se calcular a distribuição do fluxo pelos diferentes circuitos.

Uma vez que a maior parte da perda de carga na serpentina resulta dos escoamentos de vapor superaquecido e bifásico, que ocorrem na maior parte da serpentina, assumiu-se que a vazão distribui-se igualmente entre os tubos que recebem vapor superaquecido da tubulação principal. A vazão nos demais tubos é encontrada seguindo o caminho percorrido pelo escoamento, considerando a serpentina como condensador. Este método foi verificado experimentalmente por Domanski e Didion [1] e os resultados obtidos foram satisfatórios.

Fluxo de Massa de Ar

Assume-se que o fluxo de massa de ar distribui-se uniformemente por toda a face da serpentina, e que há turbulência suficiente no escoamento, para provocar uma mistura eficiente no fluxo e proporcionar um escoamento de ar com propriedades uniformes na entrada de cada tubo.

Considera-se, portanto, que cada tubo de uma determinada fileira recebe a mesma parcela do fluxo de massa de ar total, e as propriedades utilizadas no cálculo da fileira seguinte são obtidas através da mistura do ar na saída de cada tubo da fileira anterior.

4.2.3- Coeficientes de Transferência de Calor

Coeficiente de Transferência de Calor para um Tubo Aletado Seco

O coeficiente de transferência de calor para um tubo aletado seco é utilizado nos cálculos do condensador, podendo também ser utilizado no evaporador, se não houver desumidificação do ar.

A figura 4.5 mostra uma seção de um tubo aletado. Desprezando a resistência de contato, as seguintes equações podem ser escritas [15]:

$$\dot{Q} = h_{int} A_{p,int} (T_i - t_{p,int}) \quad (4.14)$$

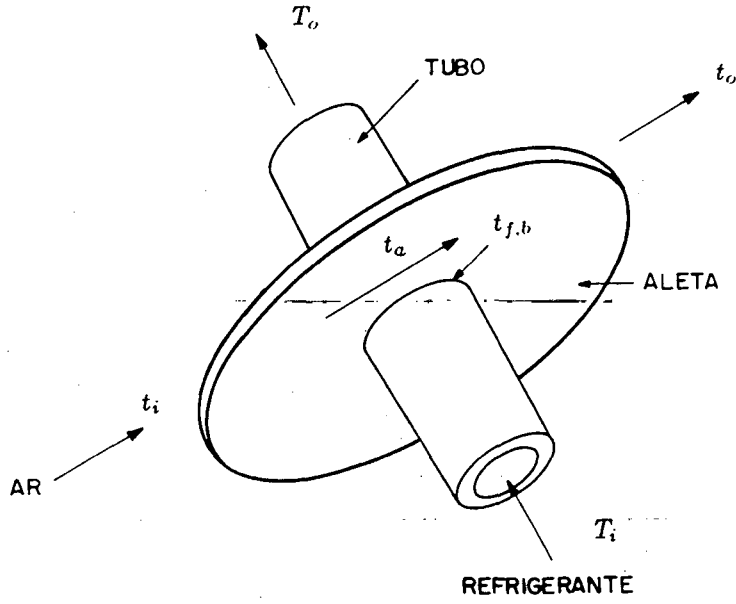


Fig.4.5- Seção de um tubo aletado

$$\dot{Q} = \frac{\kappa_p A_{p,m} (t_{p,int} - t_{p,ext})}{\delta_p} \quad (4.15)$$

$$\dot{Q} = U A_T (T_i - t_a) \quad (4.16)$$

$$\dot{Q} = \dot{h}_{ext} A_{p,ext} (t_{p,ext} - t_a) + \dot{h}_{ext} A_f (t_{f,m} - t_a) \quad (4.17)$$

Sendo a eficiência da aleta dada por:

$$\phi = \frac{t_{f,m} - t_a}{t_{f,b} - t_a} \quad (4.18)$$

e, como a resistência de contato foi desprezada,

$$t_{f,b} = t_{p,ext} \quad (4.19)$$

a equação (4.17) torna-se então:

$$\dot{Q} = \dot{h}_{ext} (A_{p,ext} + \phi A_f) (t_{p,ext} - t_a) \quad (4.20)$$

Incluindo uma resistência térmica para levar em conta os efeitos da incrustação na parede interna do tubo e utilizando as equações (4.14), (4.15), (4.16) e (4.20), obtém-se, finalmente:

$$U = \frac{1}{\frac{A_T}{A_{p,int} \hbar_{int}} + \frac{A_T}{A_{p,int} \hbar_{inc,int}} + \frac{A_T \delta_p}{A_{p,m} \kappa_p} + \frac{1}{\hbar_{ext} \left[1 - \frac{A_f}{A_T} (1 - \phi) \right]}} \quad (4.21)$$

sendo

$$A_{p,m} = \frac{A_{p,int} + A_{p,ext}}{2}$$

onde:

- $A_{p,int}$ = área interna do tubo,
- $A_{p,ext}$ = área externa do tubo,
- $A_{p,m}$ = área média do tubo,
- A_T = área externa total,
- \hbar_{int} = coeficiente de transferência de calor entre o refrigerante e a superfície interna do tubo,
- $\hbar_{inc,int}$ = coeficiente de transferência de calor para levar em conta o efeito da incrustação,
- \hbar_{ext} = coeficiente de transferência de calor entre a superfície externa e o ar,
- κ_p = condutividade térmica do material do tubo,
- δ_p = espessura da parede do tubo,
- ϕ = eficiência da aleta,
- $t_{f,b}$ = temperatura da base da aleta,
- $t_{f,m}$ = temperatura média da aleta,
- $t_{p,ext}$ = temperatura da superfície externa do tubo,
- $t_{p,int}$ = temperatura da superfície interna do tubo.

A eficiência da aleta, independente do seu tipo, será considerada como a eficiência de uma aleta circular plana, dada pela seguinte expressão [1]:

$$\phi = \sum_{j=1}^8 \left[b_{1,j} + b_{2,j} \left(\frac{D_{ext}}{D_{eq}} \right) + b_{3,j} \left(\frac{D_{ext}}{D_{eq}} \right)^2 \right] \left[(D_{eq} - D_{ext}) \left(\frac{2 \hbar_{ext}}{\kappa_f \delta_f} \right)^{0,5} \right]^{j-1} \quad (4.22)$$

onde os coeficientes $b_{1,j}$, $b_{2,j}$ e $b_{3,j}$ são dados na tabela 4.1.

Tabela 4.1- Coeficientes da equação (4.22)

<i>j</i>	<i>b</i> _{1,<i>j</i>}	<i>b</i> _{2,<i>j</i>}	<i>b</i> _{3,<i>j</i>}
1	1,0	0,0	0,0
2	-0,22920E-1	-0,13755E+0	0,20130E-1
3	0,16106E+0	0,81890E-1	-0,11440E-1
4	-0,64975E+0	-0,55500E-1	-0,28753E-1
5	0,53491E+0	0,18040E-1	0,42477E-1
6	-0,19286E+0	0,36494E-3	-0,20335E-1
7	0,32564E-1	-0,10660E-2	0,40947E-2
8	-0,20972E-2	0,12410E-3	-0,29673E-3

Na equação (4.21), o terceiro termo depende apenas do material e da geometria da serpentina. No segundo termo, assume-se que o coeficiente de transferência de calor para levar em conta o efeito da incrustação interna do tubo, *h*_{inc,int}, vale 28,4 kW/m² K [15]. O primeiro e o quarto termos dependem dos coeficientes de transferência de calor por convecção forçada interno e externo, os quais são determinados por um dos procedimentos indicados a seguir.

Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção Forçada no Interior de um Tubo Liso

Num trocador de calor de um condicionador de ar são possíveis os seguintes casos de convecção forçada no interior de tubos:

- i) convecção forçada em escoamento sem mudança de fase;
- ii) convecção forçada em escoamento bifásico com condensação;
- iii) convecção forçada em escoamento bifásico com evaporação;

os quais serão descritos a seguir:

Convecção Forçada em Escoamento Interno sem Mudança de Fase

A convecção forçada em escoamento sem mudança de fase ocorre na entrada do condensador, onde o vapor superaquecido é resfriado; na saída do condensador, quando há presença de líquido subresfriado e/ou na saída do evaporador, quando há presença de vapor superaquecido. A expressão para este coeficiente de transferência de calor, em termos adimensionais, é dada pela equação de Dittus-Boelter:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{\nu} \tag{4.23}$$

onde

$$\nu = \begin{cases} 0,4 & \text{para aquecimento} \\ 0,3 & \text{para resfriamento} \end{cases}$$

Convecção Forçada em Escoamento Interno Bifásico com Condensação

O escoamento predominante num condensador é do tipo anular, com refrigerante líquido escoando junto à parede do tubo e vapor escoando na parte central. Travis *et al* [16] realizaram estudos analíticos e experimentais sobre a condensação de vapor em escoamento anular, para os refrigerantes R-12 e R-22, e propuseram a seguinte correlação para o coeficiente de transferência de calor:

$$Nu = \frac{Pr_\ell Re_\ell^{0.9} F1^\varpi}{F2} \quad (4.24)$$

$$Re_\ell = \frac{G(1-x)D_{int}}{\mu_\ell} \quad (4.25)$$

$$Pr_\ell = \frac{\mu_\ell c_{p\ell}}{k_\ell} \quad (4.26)$$

$$F1 = 0,15 (X_{tt}^{-1} + 2,85 X_{tt}^{-0,476}) \quad (4.27)$$

$$F2 = \begin{cases} 0,707 Pr_\ell Re_\ell^{0,5} & \text{para } Re_\ell < 50; \\ 5 Pr_\ell + 5 \ln \left[1 + Pr_\ell (0,09636 Re_\ell^{0,585} - 1) \right] & \text{para } 50 < Re_\ell < 1125; \\ 5 Pr_\ell + 5 \ln(1 + 5 Pr_\ell) + 2,5 \ln(0,00313 Re_\ell^{0,812}) & \text{para } Re_\ell \geq 1125. \end{cases} \quad (4.28)$$

$$\varpi = \begin{cases} 1 & \text{para } F1 \leq 1; \\ 1,5 & \text{para } F1 > 1. \end{cases} \quad (4.29)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{v_\ell}{v_v} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_\ell}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (4.30)$$

onde X_{tt} é o parâmetro de Lockhardt-Martinelli, sobre o qual se falará no capítulo referente à fração de vazio.

Note-se que a equação (4.24) é válida somente para escoamento anular. Considera-se que este tipo de escoamento ocorre para títulos entre 0,1 e 0,9. Para títulos entre 0,0 e 0,1, e 0,9 e 1,0, assume-se que o coeficiente de transferência de calor varia linearmente entre o valor obtido através das equações (4.23) e (4.24), podendo ser obtido por interpolação.

Tandon *et al* [17] compararam o método anterior com outros métodos existentes e com dados experimentais, e propuseram uma nova correlação, mais apropriada aos refrigerantes R-12 e R-22. Implantada no programa, tal correlação forneceu valores para o coeficiente de transferência de calor em torno de 30% superiores aos obtidos através da equação sugerida por Travis *et al* [16]. Entretanto, este fato não alterou significativamente os resultados finais do programa, o que demonstra que a transferência de calor nos tubos é governada predominantemente pela resistência térmica externa. Sendo assim, optou-se pela manutenção da correlação original utilizada por Domanski e Didion [1].

Convecção Forçada em Escoamento Interno Bifásico com Evaporação

Refrigerante bifásico entra no evaporador, proveniente do tubo capilar, e forma um escoamento anular, que se mantém até um título de aproximadamente 0,9, quando a camada de líquido é destruída pela energia cinética do vapor.

Utilizar-se-á, na determinação deste coeficiente de transferência de calor, a correlação de Pierre [7], baseada num trabalho experimental com R-12 e R-22. Na forma adimensional tem-se:

$$Nu = 0,0009 \frac{G D_{int}}{\mu_\ell} \left[\frac{\Delta x h_{\ell v}}{g L} \right]^{0,5} \quad (4.31)$$

onde os termos g , $h_{\ell v}$ e Δx referem-se, respectivamente à aceleração da gravidade, à entalpia de vaporização e à variação do título entre a entrada e a saída do tubo.

A correlação acima é aplicável para:

$$28,5 < Nu < 753 \quad \text{e} \quad 0,15 \leq x \leq 0,9$$

Para títulos entre 0,9 e 1,0, o coeficiente de transferência de calor pode ser obtido por interpolação linear entre os valores obtidos através das equações (4.23) e (4.31).

Coefficiente de Transferência de Calor por Convecção Forçada no Lado Externo dos Tubos

Serão apresentadas, a seguir, correlações para trocadores de calor com três tipos diferentes de aletas, quais sejam: i) plana, ii) corrugada e iii) recortada.

Aleta Plana

Gray e Webb [18] desenvolveram uma correlação para estimar o coeficiente de transferência de calor entre o ar e a serpentina, em função do número de Reynolds e das características geométricas da mesma. Aplicaram, para isso, uma técnica de regressão múltipla, com dados de 16 trocadores de calor. A correlação resultante é válida para um número qualquer de fileiras de tubos.

A correlação em questão foi desenvolvida em duas etapas. Inicialmente desenvolveu-se uma correlação para uma serpentina com quatro fileiras de tubos:

$$j_4 = 0,14 Re^{-0,328} \left(\frac{d_t}{2 d_l} \right) \left(\frac{z}{D_{ext}} \right)^{0,0312} \quad (4.32)$$

$$\text{para } 500 < Re < 24700$$

em seguida, desenvolveu-se um multiplicador para a utilização em serpentinas com menos de quatro fileiras de tubos:

$$\frac{j_F}{j_4} = 0,991 \left[2,24 Re^{-0,092} \left(\frac{F}{4} \right)^{-0,031} \right]^{0,607(4-F)} \quad (4.33)$$

onde F representa o número de fileiras de tubos.

Para um número de fileiras de tubos maior do que quatro, considera-se desprezível o efeito do multiplicador.

O coeficiente de transferência de calor para aleta plana, h_{pl} , pode ser obtido da definição do fator de Colburn. Assim:

$$h_{pl} = \frac{j_F G c_p}{Pr^{2/3}} \quad (4.34)$$

Aleta Corrugada

Um tipo conhecido de aleta é a aleta corrugada, mostrada na figura 4.6. Sua popularidade e utilização justificam-se por proporcionar um coeficiente de transferência de calor maior do que a aleta plana.

Webb [19] desenvolveu uma correlação para estimar o coeficiente de transferência de calor entre o ar e uma serpentina com aletas corrugadas, em função das condições do escoamento e das características geométricas da mesma. Aplicou, para isso, uma técnica de regressão múltipla com dados de 27 trocadores de calor, com 3 fileiras de tubos, publicados por Beercher e Fagan [20].

Tais dados são apresentados na forma de um número de Nusselt baseado na diferença aritmética de temperatura, Nu_{art} , e do número de Graetz, Gz .

As definições de Nu_{art} , Gz e do número de Reynolds são apresentadas a seguir:

$$Nu_{art} = \frac{h_{art} D_h}{\kappa_a} \quad (4.35)$$

$$Gz = \frac{Re Pr D_h}{L} \quad (4.36)$$

$$Re = \frac{\rho_a \vartheta_m D_h}{\mu_a} \quad (4.37)$$

O diâmetro hidráulico volumétrico, D_h , é definido como quatro vezes o volume do canal aberto dividido pela área superficial total, isto é:

$$D_h = \frac{2z(1-\xi)}{\left[(1-\xi) \sec \theta + \frac{2z\xi}{D_{ext}} \right]} \quad (4.38)$$

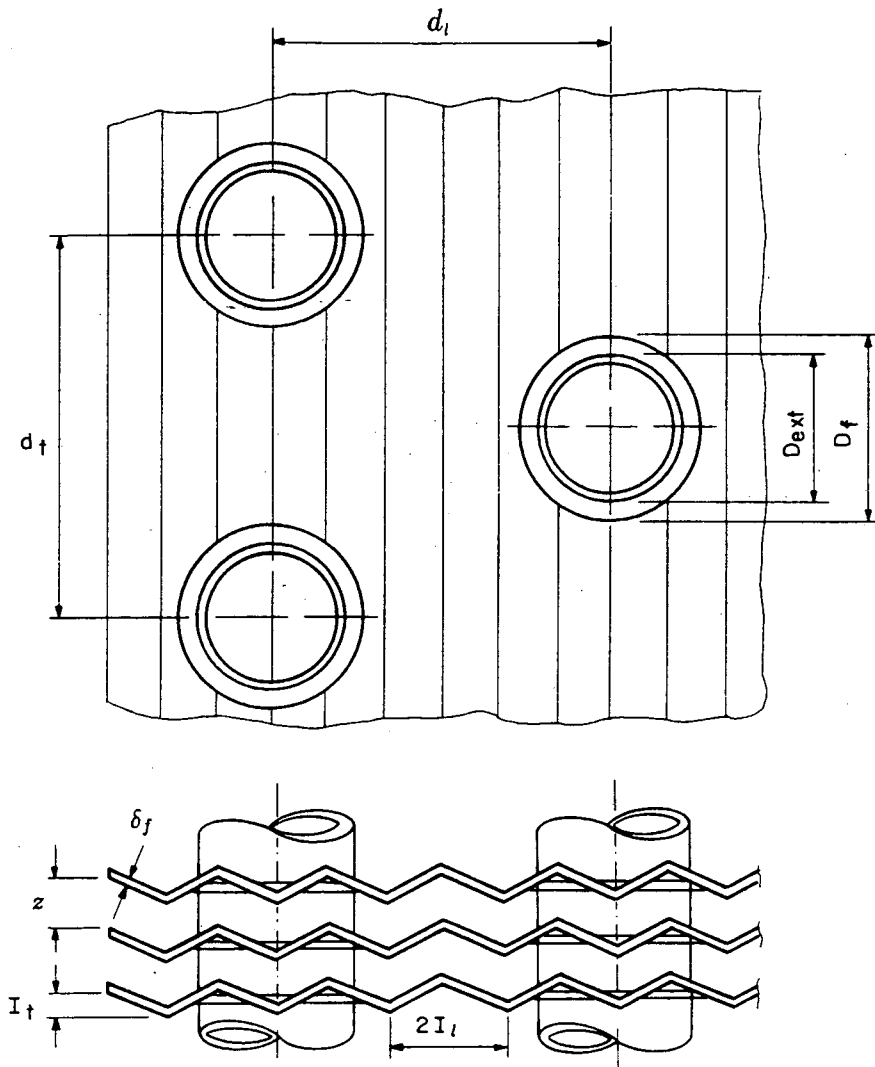


Fig.4.6- Aleta corrugada

onde

$$\xi = \frac{\pi D_{ext}^2}{(4 d_t d_i)} \quad (4.39)$$

e

$$\sec \theta = \frac{(I_t^2 + I_l^2)^{0.5}}{I_l} \quad (4.40)$$

O parâmetro ξ representa a fração do volume do canal ocupado pelo tubo. O parâmetro $\sec \theta$ leva em consideração a área adicional de aleta proporcionada em relação à aleta plana.

A velocidade ponderada do ar no volume real do canal, ϑ_m , é definida como:

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_{ft}}{[\zeta(1 - \xi)]} \quad (4.41)$$

onde ϑ_{ft} é a velocidade frontal do ar e a taxa de contração das aletas, ζ , que representa a fração da área frontal ocupada pelas aletas, é dada por:

$$\zeta = \frac{\delta_f}{-(z + \delta_f)} \quad (4.42)$$

O número de Nusselt é normalmente baseado na diferença logarítmica de temperatura. Beercher e Fagan [20], entretanto, verificaram que, para velocidades baixas do ar, pequenos erros na medição das temperaturas levavam a grandes erros no cálculo da diferença logarítmica de temperatura. Assim sendo, preferiram basear o número de Nusselt na diferença aritmética de temperatura e, para calcular o número de Nusselt baseado na diferença logarítmica de temperatura, desenvolveram a seguinte expressão [19]:

$$Nu_{log} = \frac{Gz}{4} \frac{1 + 2 Nu_{art}/Gz}{1 - 2 Nu_{art}/Gz} \quad (4.43)$$

Webb [19] apresentou sua correlação em função do número de Graetz apenas por conveniência, uma vez que os dados de Beercher e Fagan foram assim apresentados. Webb concluiu, entretanto, não ser o número de Graetz um parâmetro de correlação adequado.

As correlações propostas por Webb são apresentadas a seguir:

$$Nu_{art} = \begin{cases} 0,5 Gz^{0,86} \left(\frac{d_t}{D_{ext}} \right)^{0,11} \left(\frac{z}{D_{ext}} \right)^{-0,09} \left(\frac{I_t}{d_l} \right)^{0,12} \left(\frac{I_l}{d_l} \right)^{-0,34} & \text{para } Gz \leq 25; \\ 0,83 Gz^{0,76} \left(\frac{d_t}{D_{ext}} \right)^{0,13} \left(\frac{z}{D_{ext}} \right)^{-0,16} \left(\frac{I_t}{d_l} \right)^{0,25} \left(\frac{I_l}{d_l} \right)^{-0,43} & \text{para } Gz > 25. \end{cases} \quad (4.44)$$

Tais correlações foram desenvolvidas para trocadores de calor com três fileiras de tubos. Para a sua utilização em trocadores com um número diferente de fileiras, considerar-se-á que a relação Nu_{log}/Nu_{pl} permanecerá constante.

Sendo as correlações propostas por Webb para a aleta plana dadas por:

$$Nu_{pl} = \begin{cases} 0,4 Gz^{0,73} \left(\frac{z}{D_{ext}} \right)^{-0,23} F^{0,23} & \text{para } Gz \leq 25; \\ 0,53 Gz^{0,62} \left(\frac{z}{D_{ext}} \right)^{-0,23} F^{0,31} & \text{para } Gz > 25. \end{cases} \quad (4.45)$$

o coeficiente de transferência de calor, para a aleta corrugada, pode ser obtido por:

$$\bar{h} = \bar{h}_{pl} \frac{Nu_{log}}{Nu_{pl}} \quad (4.46)$$

onde h_{pl} é dado pela equação (4.34). Domanski e Didion [1] preferiram utilizar a equação desenvolvida por Gray e Webb [18], por envolver mais completamente os parâmetros geométricos da serpentina.

Aleta Recortada

Um tipo de aleta cuja utilização vem crescendo atualmente é a aleta recortada, mostrada na figura 4.7. Esta aleta consiste, basicamente, de uma aleta plana contendo tiras salientes estampadas em sua superfície. Sua utilização justifica-se pelo seu desempenho, superior ao das aletas plana e corrugada.

A aleta recortada é particularmente recomendada para casos em que um baixo nível de ruído é necessário, uma vez que, comparada com outros tipos de aletas, fornece o mesmo desempenho com uma vazão de ar menor.

Nakayama e Xu [21] dividiram a área da aleta em zonas diferentes, aplicando, para cada uma uma correlação apropriada para o cálculo da transferência de calor. A seguir, obtiveram numericamente, pelo método dos elementos finitos, a distribuição de temperatura para a aleta e para o ar. Por último, desenvolveram uma modelação simplificada para a transferência de calor, cujos resultados foram comparados com os da solução numérica.

A correlação proposta, para o fator de Colburn da aleta recortada, é apresentada a seguir:

$$j = j_{pl} F_F \quad (4.47)$$

onde F_F é dado por:

$$F_F = 1 + 1093 \left(\frac{\delta_f}{z} \right)^{1,24} \varphi_{tr}^{0,944} Re_h^{-0,58} + 1,097 \left(\frac{\delta_f}{z} \right)^{2,09} \varphi_{tr}^{2,26} Re_h^{0,88} \quad (4.48)$$

e j_{pl} é o fator de Colburn para a aleta plana.

Na equação (4.48) o parâmetro φ_{tr} , que representa a razão entre a área da aleta que contém tiras e a área total, é dado por:

$$\varphi_{tr} = \frac{(2 N_{tr} - 1) l_{tr} L_{tr}}{d_i d_t \pi D_{ext}^2 / 4} \quad (4.49)$$

e o número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico, Re_h , é dado por:

$$Re_h = \frac{\rho_a D_h \vartheta_{max}}{\mu_a} \quad (4.50)$$

onde

$$D_h = 4 L_l A_{min} / A_T \quad (4.51)$$

e

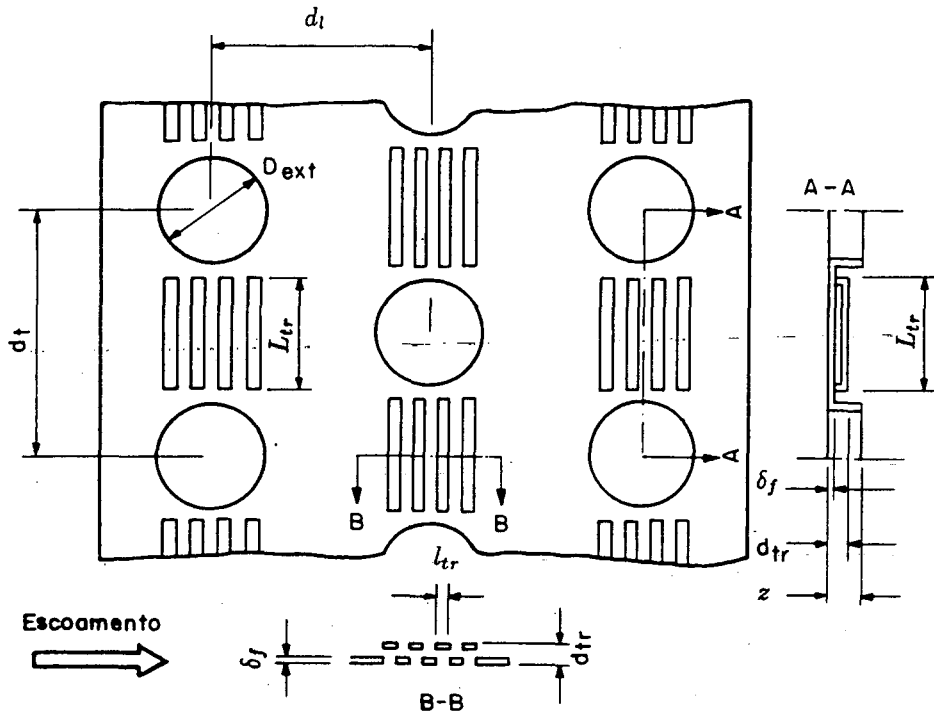


Fig.4.7- Aleta recortada

- A_{min} = área livre de passagem do ar,
 D_h = diâmetro hidráulico,
 L_l = comprimento da serpentina na direção do escoamento,
 l_{tr} = largura das tiras,
 L_{tr} = comprimento das tiras,
 N_{tr} = número de tiras,

A faixa de aplicabilidade para a correlação em questão é:

$$250 \leq Re \leq 3000$$

$$0,15mm \leq \delta_f \leq 0,2mm$$

$$1,8 \leq z \leq 2,5mm$$

$$0,2 \leq \varphi_{tr} \leq 0,35$$

Nakayama e Xu [21] propuseram uma correlação simplificada para o fator de Colburn para a aleta plana, j_{pl} , entretanto Domanski e Didion [1] preferiram utilizar a correlação de Gray e Webb, por envolver mais completamente os parâmetros geométricos da serpentina. Assim sendo, j_{pl} pode ser obtido pela equação (4.33).

Coeficiente Global de Transferência de Calor para um Tubo Aletado Úmido

Quando a temperatura da superfície do evaporador estiver abaixo da temperatura de orvalho do ar, inicia-se um processo de desumidificação, no qual um filme de água se forma nas aletas e nos tubos. Se a temperatura da superfície estiver acima de 0°C, à medida que a umidade se forma nas aletas, a água escorre pela força da gravidade. Se a temperatura estiver abaixo de 0°C, ocorrerá a formação e acúmulo de gelo.

Uma vez que o processo de desumidificação altera apenas a transferência de calor na superfície externa, somente os processos associados à desumidificação devem ser apresentados e acrescidos à situação de tubo seco. Assim, tem-se:

A taxa de transferência de calor entre o fluxo de ar e a superfície da água é dada por [15]:

$$d\dot{Q} = \dot{h}_{ext} (t_a - t_w) dA - \dot{m}_{a,sc} h_{lv,w} d\omega_a$$

ou, utilizando a equação da transferência de massa:

$$d\dot{Q} = [\dot{h}_{ext} (t_a - t_w) + \dot{h}_{d,ext} (\omega_a - \omega_w)] dA \quad (4.52)$$

Analogamente à equação (4.17) o primeiro termo da equação (4.52) pode ser escrito como:

$$d\dot{Q}_S = -\dot{h}_{ext} [(t_{w,b} - t_a) dA_{p,ext} + (t_{w,m} - t_a) dA_f] \quad (4.53)$$

onde:

- A_f = área da aleta,
- $A_{p,ext}$ = área do tubo exposta ao ar,
- $\dot{h}_{d,ext}$ = coeficiente de transferência de massa externo,
- $h_{lv,w}$ = calor latente de condensação para a água,
- \dot{Q}_S = taxa de calor sensível,
- t_a = temperatura do ar,
- t_w = temperatura do água (gelo),
- $t_{w,b}$ = temperatura do filme de água (gelo) na base da aleta,
- $t_{w,m}$ = temperatura média do filme de água (gelo),
- ω_a = umidade absoluta do ar,
- ω_w = umidade absoluta do ar saturado à temperatura t_w .

Desprezando o efeito da condutância da água (gelo) sobre a eficiência da aleta, de modo que:

$$\phi = \frac{t_{w,m} - t_a}{t_{w,b} - t_a} \quad (4.54)$$

chega-se a:

$$d\dot{Q}_S = \dot{h}_{ext} \left[1 - \frac{A_f}{A_T} (1 - \phi) \right] (t_a - t_{w,b}) dA \quad (4.55)$$

Da equação da transferência de massa [15]:

$$\dot{m}_{a,sc} d\omega_a = -\dot{h}_{d,ext} (\omega_a - \omega_w) dA \quad (4.56)$$

ou

$$\dot{m}_{a,sc} d\omega_a = \dot{h}_{d,ext} [(\omega_{w,b} - \omega_a) dA_{p,ext} + (\omega_{w,m} - \omega_a) dA_f] \quad (4.57)$$

Desprezando a influência do condensado na eficiência da aleta, tem-se:

$$\phi_w = \phi = \frac{\omega_{w,m} - \omega_a}{\omega_{w,b} - \omega_a} \quad (4.58)$$

Utilizando as equações (4.56) e (4.58), e considerando o número de Lewis, dado pela equação a seguir, como unitário,

$$Le = \frac{\dot{h}_{ext}}{\dot{h}_{d,ext} c_{p_a}} \quad (4.59)$$

chega-se, para o segundo termo da equação (4.52), a:

$$\dot{h}_{d,ext} (\omega_a - \omega_w) dA = \frac{\dot{h}_{ext}}{c_{p_a}} \left[1 - \frac{A_f}{A_T} (1 - \phi) \right] (\omega_a - \omega_{w,b}) dA \quad (4.60)$$

Substituindo as equações (4.55) e (4.60) na equação (4.52), obtém-se:

$$d\dot{Q} = \dot{h}_{ext} \left[1 + \frac{h_{lv,w} (\omega_a - \omega_{w,b})}{c_{p_a} (t_a - t_{w,b})} \right] \left[1 - \frac{A_f}{A_T} (1 - \phi) \right] (t_a - t_{w,b}) dA \quad (4.61)$$

A taxa de transferência de calor através do filme de água condensada (gelo) é dada por:

$$d\dot{Q} = \dot{h}_L \Delta t_L dA \quad (4.62)$$

onde

$$\dot{h}_L = \kappa_w / \delta_L$$

e

\dot{h}_L = coeficiente de transferência de calor para o filme de condensado (gelo),

κ_w = condutividade térmica da água (gelo),

Δt_L = diferença de temperatura através do filme de condensado (gelo),

δ_L = espessura do filme de condensado.

Similarmente à equação (4.21) e aplicando as equações (4.61) e (4.62), obtém-se a expressão para o coeficiente global de transferência de calor para um tubo aletado úmido como sendo:

$$U = \frac{1}{\frac{A_T}{A_{p,int} h_{int}} + \frac{A_T}{A_{p,int} h_{inc,int}} + \frac{A_T \delta_p}{A_{p,m} \kappa_p} + \frac{1}{\dot{h}_L} + \frac{1}{\dot{h}_{ext} \left\{ 1 + \frac{h_{lv,w} (\omega_a - \omega_{w,b})}{c_{p_a} (t_a - t_{w,b})} \left[1 - \frac{A_f}{A_T} (1 - \phi) \right] \right\}}} \quad (4.63)$$

Na obtenção da equação acima foram feitas as seguintes hipóteses:

- i) a diferença de temperatura através do filme de água (gelo) é uniforme ao longo de toda a serpentina;

ii) o efeito da condutância da água (gelo) na eficiência da aleta é desprezível.

A presença de condensado influencia a transferência de calor por incluir uma resistência térmica, diminuir a área de passagem do ar entre as aletas e por necessitar uma certa quantidade de calor para sua formação.

Para a avaliação da espessura da camada de água (gelo) parte-se da equação de transferência de massa. Substituindo a equação (4.56) na equação (4.60) e integrando, tem-se:

$$\omega_{a,o} = \omega_{a,i} - (\omega_{a,i} - \omega_{w,b}) \left\{ 1 - \exp \frac{-\dot{h}_{ext} A_T \left[1 - \frac{A_f}{A_T} (1 - \phi) \right]}{\dot{m}_{a,sc} c_{pa}} \right\} \quad (4.64)$$

onde: $\dot{m}_{a,sc}$ = vazão mássica de ar seco,
 $\omega_{a,o}$ = umidade absoluta do ar na saída da fileira de tubos,
 $\omega_{a,i}$ = umidade absoluta do ar na entrada da fileira de tubos.

Pode-se, então, calcular a taxa de remoção de umidade:

$$\dot{R} = \frac{\dot{m}_{a,sc} (\omega_{a,i} - \omega_{a,o})}{A_T} \quad (4.65)$$

Se a temperatura do evaporador estiver abaixo de 0°C, a umidade removida acumular-se-á, na forma de gelo, na superfície da serpentina. A espessura desta camada pode ser obtida integrando a taxa de remoção de umidade em relação ao tempo, ou seja:

$$\delta_g = \int_0^{\Gamma} \frac{\dot{R}}{\rho_g} d\Gamma \quad (4.66)$$

onde: Γ = tempo,
 \dot{R} = taxa de remoção de umidade,
 ρ_g = massa específica do gelo,
 δ_g = espessura da camada de gelo.

Se a temperatura do evaporador estiver acima de 0°C, a água condensada escorre pelas aletas. Desprezando a resistência do ar, a espessura do filme de condensado, δ_L , conforme demonstrado no apêndice E, é dada por:

$$\delta_L = 1,442 \left(\frac{\mu_w \dot{R}}{g \rho_w^2} \right)^{(1/3)} \quad (4.67)$$

onde \dot{R} é a taxa de remoção de umidade por unidade de largura da aleta

4.2.4- Perda de Carga em um Tubo Liso

Como já foi visto no item 2.4 do capítulo 2, a perda de carga total para o escoamento em um tubo liso é composta pelas seguintes parcelas: i) perda de carga devida à fricção; ii) perda de carga devida à variação da quantidade de movimento e iii) perda de carga devida à gravidade, sendo esta última desprezível. As expressões para a perda de carga são apresentadas a seguir, conforme o tipo de escoamento.

Escoamento sem Mudança de Fase

– A perda de carga por fricção é dada pela equação de Fanno:

$$\Delta P = \frac{2 f G^2 L}{D_{int} \rho} \quad (4.68)$$

onde o fator de fricção, f , é dado pela seguinte equação:

$$f = 0,046 Re^{-0,2} \quad (4.69)$$

– A perda de carga pela variação da quantidade de movimento é dada por:

$$\frac{dP}{dl} = -G^2 \frac{dv}{dl} \quad (4.70)$$

Escoamento Bifásico com Condensação

– A perda de carga por fricção, para um escoamento bifásico com condensação, pode ser calculada pelo método proposto por Lockhardt e Martinelli [25]. Estes realizaram um estudo semi-empírico para escoamento bifásico com ar e diferentes líquidos, no qual relacionaram a perda de carga do escoamento bifásico com a perda de carga no escoamento de líquido, através do parâmetro adimensional X_{tt} como se segue:

$$\frac{\Delta P_{bf}}{\Delta P_\ell} = \mathcal{F}(X_{tt}) = \Phi$$

ou

$$\Delta P_{bf} = \Delta P_\ell \Phi \quad (4.71)$$

onde: ΔP_ℓ = perda de carga por fricção no escoamento de líquido,
 ΔP_{bf} = perda de carga por fricção no escoamento bifásico,
 X_{tt} = parâmetro de Lockhardt-Martinelli dado pela equação (4.30).

Considerando que somente refrigerante líquido está escoando pelo tubo, ΔP_t pode ser calculada usando a equação (4.68) para escoamento sem mudança de fase, sendo o número de Reynolds e o fator de fricção dados por:

$$Re_{bf,\ell} = \frac{(1-x) G D_{int}}{\mu_\ell} \quad (4.72)$$

$$f_{bf,\ell} = 0,046 Re_{bf,\ell}^{-0,2} \quad (4.73)$$

que representam, respectivamente o número de Reynolds e o fator de fricção da parte líquida do escoamento bifásico.

O fator de correção para a perda de carga em escoamento bifásico, Φ , pode ser obtido pela correlação:

$$\Phi = 10^{\sum_{j=1}^5 B_j (\log X_{tt})^{j-1}} \quad (4.74)$$

onde:

$$B_1 = 1,4$$

$$B_2 = -0,87917$$

$$B_3 = 0,14062$$

$$B_4 = 0,0010417$$

$$B_5 = -0,0078125$$

Combinando as equações (4.71), (4.72), (4.73) e (4.74), a perda de carga por fricção é dada por:

$$\Delta P_{bf} = \frac{2 f_{bf,\ell} G^2 (1-x)^2 L \Phi}{D_{int} \rho_\ell} \quad (4.75)$$

– Para a obtenção da perda de carga devida à variação da quantidade de movimento, procede-se como indicado a seguir:

Separando as fases líquida e vapor e introduzindo a definição de fração de vazio, α , tem-se:

$$\alpha = \frac{V_v}{V_T} = \frac{\dot{V}_v}{\dot{V}_T} \quad (4.76)$$

e

$$\dot{m}_r = \dot{m}_v + \dot{m}_\ell = \frac{\dot{V}_v}{v_v} + \frac{\dot{V}_\ell}{v_\ell}$$

ou

$$\frac{\dot{m}_r}{\dot{V}_T} = \frac{1-\alpha}{v_\ell} + \frac{\alpha}{v_v} \quad (4.77)$$

e

$$\dot{m}_\ell = (1-x) \dot{m}_r = \rho_\ell v_\ell A_t \quad (4.78)$$

$$\dot{m}_v = x \dot{m}_r = \rho_v v_v A_t \quad (4.79)$$

Utilizando a equação da quantidade de movimento:

$$\frac{dP}{dl} = -\frac{\vartheta_\ell}{v_\ell} \frac{d\vartheta_\ell}{dl} - \frac{\vartheta_v}{v_v} \frac{d\vartheta_v}{dl} \quad (4.80)$$

obtém-se a perda de carga devida à variação da quantidade de movimento:

$$\frac{dP}{dl} = -G^2 \frac{d}{dl} \left[\frac{v_v x^2}{\alpha} + \frac{v_\ell (1-x)}{(1-\alpha)} \right] \quad (4.81)$$

onde: \dot{V}_ℓ = vazão volumétrica de refrigerante líquido,
 \dot{V}_v = vazão volumétrica de refrigerante vapor,
 V_ℓ = volume ocupado pelo refrigerante líquido,
 V_v = volume ocupado pelo refrigerante vapor.

A fração de vazio, α , representa a parcela do tubo preenchida pelo vapor e pode ser obtida pela seguinte correlação, proposta por Wallis [26] e refinada por Domanski e Didion [1] para $X_{tt} > 10$.

$$\alpha = \begin{cases} (1 + X_{tt}^{0,8})^{-0,378} & \text{para } X_{tt} \leq 10; \\ 0,823 - 0,157 \ln X_{tt} & \text{para } X_{tt} > 10. \end{cases} \quad (4.82)$$

$$(4.83)$$

Escoamento Bifásico com Evaporação

Utilizando a correlação proposta por Pierre [7], baseado em resultados experimentais para o R-12 e R-22, a perda de carga pode ser dada por:

$$\Delta P = \left(\frac{f L}{D_{int}} + \frac{\Delta x}{x_m} \right) G^2 v_m \quad (4.84)$$

onde

$$f = 0,0185 \left(\frac{Re L}{J h_{\ell v} \Delta x} \right)$$

$$v_m = v_\ell + x_m (v_v - v_\ell)$$

$$Re = \frac{G D_{int}}{\mu_\ell}$$

e Δx representa a variação do título do refrigerante entre a entrada e a saída do tubo, x_m o título médio e v_m o volume específico baseado no título médio.

Convém observar que o primeiro termo da equação (4.84) representa a perda de carga devida à variação da quantidade de movimento.

CAPÍTULO 5

VÁLVULA REVERSORA E TUBULAÇÕES

5.1- VÁLVULA REVERSORA

A válvula reversora é uma válvula de quatro vias cuja função é dirigir o refrigerante, bombeado pelo compressor, para a serpentina interna ou externa, dependendo do modo de operação (aquecimento ou refrigeração). Permite, além disso, que o refrigerante a baixa pressão retorne ao compressor, completando o circuito.

O refrigerante, ao escoar através da válvula reversora, muda de estado devido à perda de carga e à transferência de calor. No interior da válvula, trocam calor o refrigerante proveniente da descarga, a alta temperatura, e o refrigerante proveniente da sucção, a baixa temperatura. Pode haver, ainda, vazamento de refrigerante da descarga para a sucção, devido à imperfeição das vedações.

Assumindo que a válvula não troca calor com o ambiente, todo o calor perdido pelo refrigerante da descarga será ganho pelo da sucção. Desprezando-se o vazamento de refrigerante, a perda de carga e a transferência de calor entre a entrada e a saída da válvula, para a sucção ou descarga, podem ser obtidas utilizando as seguintes equações, apresentadas no capítulo 2:

$$\Delta P_{i,o} = P_{i,o} \frac{\dot{m}_r^2}{\rho_{i,o}} \quad (5.1)$$

e

$$\dot{Q}_{i,j} = U A \Delta T_m \quad (5.2)$$

onde $P_{i,o}$ é o parâmetro de perda de carga, $\rho_{i,o}$ é a massa específica média do refrigerante entre a entrada e a saída da válvula, U é dado pela equação (2.29), a diferença logarítmica de temperatura, ΔT_m , é dada por:

$$\Delta T_m = \frac{T_{o,ap} - T_{i,bp} - (T_{i,ap} - T_{o,bp})}{\ln \left(\frac{T_{o,ap} - T_{i,bp}}{T_{i,ap} - T_{o,bp}} \right)} \quad (5.3)$$

e os subscritos *ap* e *bp* referem-se, respectivamente, à alta pressão e à baixa pressão.

Devido à dificuldade em se determinar os parâmetros para a válvula da unidade de condicionamento de ar em questão, utilizaram-se, na simulação, os parâmetros disponíveis

de uma válvula norte americana. Verificou-se, entretanto, que a influência destes parâmetros, na simulação em geral, é muito pequena.

A modelação utilizada para a válvula reversora é, como se pode observar, bastante simplificada. Modelações mais complexas, que incluem o vazamento de refrigerante da descarga para a sucção, são disponíveis na literatura ([22] e [23]). Tais modelações não foram utilizadas, devido à impossibilidade de obtenção dos dados experimentais necessários.

5.2- TUBULAÇÕES

As tubulações consistem nos tubos de ligação entre o compressor e a válvula reversora, entre a válvula reversora e os trocadores de calor e entre os trocadores de calor e o tubo capilar.

5.2.1- Linhas de Vapor

A tubulação entre o compressor e o evaporador é chamada linha de sucção. A tubulação entre o compressor e o condensador é chamada linha de descarga. Em ambas as linhas há um escoamento de vapor saturado ou superaquecido.

A tubulação entre o compressor e o condensador troca calor com o ambiente externo por convecção forçada. A tubulação entre a válvula reversora e o evaporador situa-se em parte no ambiente externo, trocando calor por convecção forçada, e em parte no ambiente interno, trocando calor por convecção natural. Parte desta tubulação é isolada.

Para a modelação, entretanto, considerou-se que toda a tubulação entre a válvula reversora e o evaporador situa-se no ambiente externo, trocando calor por convecção forçada, sem isolamento. O detalhamento da modelação para levar em conta as diferentes parcelas da tubulação é possível.

Convém ressaltar que o programa HPSIM originalmente considerava que a tubulação compressor-condensador situava-se no ambiente externo e a tubulação compressor-evaporador no ambiente interno. Ambas trocavam calor por convecção natural. Não era considerada a tubulação entre o compressor e a válvula reversora.

Externamente à tubulação, o coeficiente de transferência de calor por convecção forçada é dado por [7]:

$$\bar{h} = 0,026 \frac{G^{0.6}}{D_{ext}^{0.4}} \quad (5.4)$$

onde as unidades estão no SI.

No interior da tubulação, considera-se convecção forçada sem mudança de fase, que pode ser calculada pela equação (4.22).

A perda de carga na tubulação pode ser calculada utilizando-se a equação (3.11).

5.2.2- Linhas de Líquido

A linha de líquido liga o evaporador e o condensador ao tubo capilar. Esta tubulação contém líquido subresfriado ou refrigerante bifásico com baixo título. A perda de carga pode ser obtida pelas equações (3.11) ou (4.72), conforme o tipo de escoamento.

CAPÍTULO 6

INVENTÁRIO DE MASSA

6.1- INTRODUÇÃO

Um ponto fundamental na formulação do modelo em questão é o inventário de massa, isto é, o cálculo da massa total de refrigerante no sistema. Como se pode observar no fluxograma apresentado na figura 1.4, a convergência do modelo, para uma determinada situação, depende fortemente deste modelo.

Fixando o grau de superaquecimento na saída do evaporador, o programa fornece a massa total de refrigerante no sistema. Obtida esta massa, independentemente se a mesma corresponde ou não à massa real, torna-se possível realizar simulações para outras condições de operação, onde o grau de superaquecimento não é estabelecido [1].

Do ponto de vista do fabricante, entretanto, é interessante que a carga de refrigerante seja adequadamente estimada, uma vez que o processo normal para a obtenção deste valor é o procedimento experimental de tentativa e erro.

A maior dificuldade na obtenção do inventário de massa é a determinação da massa de refrigerante nas regiões bifásicas do evaporador e do condensador, onde é necessário determinar-se a proporção entre as massas de refrigerante nas fases líquida e vapor. Assim sendo, investigaram-se diferentes métodos para o cálculo da massa de refrigerante nestas regiões, os quais são apresentados posteriormente, com o intuito de identificar o modelo mais adequado para o equipamento ora analisado.

6.1.1- Inventário de Massa nas Regiões de Fase Única

A massa de refrigerante num tubo que contém apenas refrigerante na fase líquida ou vapor pode ser dada por [25]:

$$m_r = \int_0^V \rho_r dV = A_t \int_0^L \rho_r dl$$

ou

$$m_r = A_t L \frac{\int_0^L \rho_r dl}{\int_0^L dl} = V \bar{\rho}_r \quad (6.1)$$

sendo

$$\bar{\rho}_r = \frac{\rho_i + \rho_o}{2} \quad (6.2)$$

Deve ser ressaltado que eventuais erros decorrentes da utilização da equação (6.2) para uma região não isotérmica é de importância secundária quando comparados com as incertezas envolvidas nos cálculos inerentes à região bifásica [25].

6.1.2- Inventário de Massa na Região Bifásica

A massa total de refrigerante num tubo que contém refrigerante nos estados líquido e vapor pode ser obtida adicionando as parcelas correspondentes:

$$m_v = \int_0^{V_v} \rho_v dV_v = \rho_v \int_0^L A_v dl \quad (6.3)$$

$$m_\ell = \int_0^{V_\ell} \rho_\ell dV_\ell = \rho_\ell \int_0^L A_\ell dl \quad (6.4)$$

Introduzindo o conceito da fração de vazio, α , como sendo a relação entre a área ocupada pelo vapor e a área transversal do tubo (equação (6.5)), as equações (6.3) e (6.4) podem ser reescritas como indicado a seguir:

$$\alpha = A_v / A_t \quad (6.5)$$

$$m_v = \rho_v A_t \int_0^L \alpha dl \quad (6.6)$$

$$m_\ell = \rho_\ell A_t \int_0^L (1 - \alpha) dl \quad (6.7)$$

sendo a massa total de refrigerante, na região bifásica, dada por:

$$m_T = \frac{V \left[\rho_v \int_0^L \alpha dl + \rho_\ell \int_0^L (1 - \alpha) dl \right]}{\int_0^L dl} \quad (6.8)$$

A fração de vazio é geralmente apresentada em função do título, x , ou seja:

$$\alpha = \alpha(x) \quad (6.9)$$

Assim sendo, para se utilizar a equação (6.8), deve-se encontrar uma relação entre a variável comprimento do tubo, l , e o título x . Considerando que não há variação do fluxo de calor na direção radial, esta relação pode ser obtida a partir da seguinte equação:

$$d\dot{Q} = \dot{m}_r h_{\ell v} dx = f_Q(x) dl \quad (6.10)$$

onde $f_Q(x)$ é a equação para a taxa de calor e $h_{\ell v}$ é a entalpia de vaporização do refrigerante.

A equação (6.8) pode então ser reescrita como:

$$m_T = V [\rho_v \mathcal{W} + \rho_\ell (1 - \mathcal{W})] \quad (6.11)$$

onde

$$\mathcal{W} = \frac{\int_{x_i}^{x_o} \frac{\alpha(x)}{f_Q(x)} dx}{\int_{x_i}^{x_o} \frac{1}{f_Q(x)} dx} \quad (6.12)$$

onde x_i e x_o representam, respectivamente, os títulos do refrigerante na entrada e na saída do tubo.

Verificou-se, entretanto, no presente trabalho, que, considerando a taxa de calor $f_Q(x)$ como constante, a equação (6.11) pode ser substituída pela seguinte equação, baseada no título médio $\alpha(\bar{x})$:

$$m_T = V [\rho_v \alpha(\bar{x}) + \rho_\ell (1 - \alpha(\bar{x}))] \quad (6.13)$$

que fornece os mesmos resultados, para a massa total, sem a necessidade de integração.

Assim sendo, nos modelos apresentados a seguir, utilizou-se o título médio, \bar{x} , para o cálculo de uma fração de vazio média, $\alpha(\bar{x})$.

6.2- MODELOS PARA A DETERMINAÇÃO DA FRAÇÃO DE VAZIO

A seguir serão apresentados os modelos para a determinação da fração de vazio investigados no presente trabalho.

6.2.1- Modelo de Lockhardt-Martinelli

Este modelo, utilizado originalmente no programa HPSIM, consiste em se calcular a fração de vazio em função do parâmetro de Lockhardt-Martinelli, X_{tt} . Lockhardt e Martinelli [26] apresentaram dados experimentais da fração de vazio em função de X_{tt} para escoamentos adiabáticos, próximos das condições atmosféricas. Em suas conclusões, entretanto, propuseram que sua correlação para a perda de carga, assim como seus dados para a fração de vazio, poderiam ser usados, em casos não adiabáticos como a evaporação e a condensação.

O parâmetro X_{tt} representa, fisicamente, a raiz quadrada da razão entre as perdas de carga por fricção na fase líquida e na fase vapor, como se cada uma fosse a única presente no tubo, ou seja:

$$X_{tt} = \left[\frac{\left(\frac{dP}{dl} \right)_l}{\left(\frac{dP}{dl} \right)_v} \right]^{0,5} \quad (6.14)$$

Wallis [27], correlacionou os dados apresentados por Lockhardt e Martinelli [26] e propôs a seguinte equação, modificada posteriormente por Domanski e Didion [1] para $X_{tt} > 10$:

$$\alpha = \begin{cases} (1 - X_{tt}^{0,8})^{-0,378} & \text{para } X_{tt} \leq 10; \\ 0,823 - 0,157 \ln X_{tt} & \text{para } X_{tt} > 10. \end{cases} \quad (6.15)$$

$$(6.16)$$

onde:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{v_l}{v_v} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (6.17)$$

6.2.2- Modelo de Hughmark

Hughmark [28] desenvolveu uma correlação empírica, baseado no trabalho de Bankoff [29]. Este assumiu um escoamento com bolhas de vapor e com um gradiente radial na sua concentração. A concentração máxima ocorre no centro do tubo e é nula nas paredes. Considerou, também, que não existe movimento radial relativo entre as bolhas e o líquido e adotou para a velocidade e a fração de vazio, equações do tipo:

$$\frac{v}{v_{max}} = \left(\frac{y}{r} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (6.18)$$

$$\frac{\alpha}{\alpha_{max}} = \left(\frac{y}{r}\right)^{\frac{1}{b}} \tag{6.19}$$

onde u e α representam, respectivamente, a velocidade e a fração de vazio locais e o subscrito *max* refere-se ao valor máximo na direção axial. y representa a distância do centro à parede do tubo, r o raio e a e b são expoentes arbitrários.

Integrando e rearranjando as equações (6.18) e (6.19), obtém-se [25]:

$$\alpha = K_H \beta \tag{6.20}$$

onde:

$$\beta = \frac{\dot{V}_v}{\dot{V}_v + \dot{V}_\ell} = \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{1-x}{x}\right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_\ell}\right)\right]} \tag{6.21}$$

$$K_H = \frac{2(a+b+ab)(a+b+2ab)}{(b+1)(2b+1)(2a+1)} \tag{6.22}$$

e \dot{V} corresponde à vazão volumétrica do refrigerante.

Hughmark obteve o parâmetro K_H em função do parâmetro Z_H , definido como:

$$Z_H = \left[\frac{D_{int} G}{\mu_\ell + \alpha(\mu_v - \mu_\ell)}\right]^{1/6} \left[\frac{1}{g D_{int}} \left(\frac{G x}{\rho_v \beta (1 - \beta)}\right)^2\right]^{1/8} \tag{6.23}$$

Tabela 6.1- K_H em função de Z_H

K_H	Z_H
0,185	1,3
0,225	1,5
0,325	2,0
0,490	3,0
0,605	4,0
0,675	5,0
0,720	6,0
0,767	8,0
0,780	10,0
0,808	15,0
0,830	20,0
0,880	40,0
0,930	70,0
0,980	130,0

No presente trabalho, os dados apresentados na tabela 6.1 deram origem às seguintes correlações:

$$K_H = \begin{cases} -0,1636 + 0,3103 Z_H - 0,0352 Z_H^2 + 1,365 \times 10^{-3} Z_H^3 & \text{para } Z_H \leq 10; \\ 0,7257 + 6,122 \times 10^{-3} Z_H - 6,26 \times 10^{-5} Z_H^2 + 2,396 \times 10^{-7} Z_H^3 & \text{para } Z_H > 10. \end{cases} \quad (6.24)$$

Convém observar-se, ainda, que como Z_H é uma função de α , que, por sua vez, depende de K_H , o qual é função de Z_H , torna-se necessária a utilização de um processo iterativo para se determinar a fração de vazio.

Os resultados de Hughmark foram obtidos para escoamento vertical, ascendente, próximo à pressão atmosférica, com o intuito de prever a fração de líquido em tubos de refinarias de petróleo. Segundo Hughmark, entretanto, seu método funciona igualmente bem para escoamento horizontal com pressões maiores. Tal método foi utilizado com relativo sucesso por Otaki e Yoshi (1975) no inventário de massa em sistemas de refrigeração e de condicionamento de ar [25].

6.2.3- Modelo Homogêneo

O modelo homogêneo consiste em se considerar o escoamento bifásico como o escoamento de uma mistura homogênea, cujas propriedades são obtidas através de uma ponderação das propriedades das fases líquida e vapor. A partir da definição de fração de vazio, da equação da continuidade e considerando que ambas as fases escoam com a mesma velocidade, obtém-se a seguinte relação entre a fração de vazio, α e o título x .

$$\alpha = \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_\ell} \right) \right]} \quad (6.25)$$

Uma outra aproximação é considerar que as fases líquida e vapor escoam separadamente, respectivamente com velocidades v_ℓ e v_v , sendo a razão entre elas denominada de taxa de escorregamento (slip ratio), S , dada por:

$$S = \frac{v_v}{v_\ell} \quad (6.26)$$

e similarmente à equação (6.25) obtém-se:

$$\alpha = \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_\ell} \right) S \right]} \quad (6.27)$$

Os modelos de Rigot, Zivi, Smith e Premoli apresentados a seguir, utilizam a equação (6.27) para o cálculo da fração de vazio, diferindo apenas na forma de avaliar a taxa de escorregamento S .

6.2.4- Modelo de Rigot

Rigot [30] sugeriu a utilização de um valor médio, igual a 2, para a taxa de es-
corregamento, S , em evaporadores de expansão direta. Assim, para o modelo de Rigot
tem-se:

$$S = 2 \quad (6.28)$$

6.2.5- Modelo de Zivi

Zivi [31], baseando em escoamento anular, com mínima geração de entropia, sem
fricção nas paredes e sem migração de líquido para a região de vapor, propôs que as
velocidades das fases líquida e vapor fossem dadas respectivamente por:

$$v_\ell = \frac{G(1-x)}{\rho_\ell(1-\alpha)} \quad (6.29)$$

$$v_v = \frac{Gx}{\rho_v\alpha} \quad (6.30)$$

A taxa de energia por unidade de área é então obtida pela seguinte equação:

$$\dot{e} = \frac{G}{2} [v_v^2 x + v_\ell^2 (1-x)] \quad (6.31)$$

A fração de vazio, α , pelas hipóteses feitas deve ser tal que \dot{e} seja mínima. Assim,
derivando a equação (6.31) em função de α e igualando a derivada a zero, obtém-se:

$$\frac{d\dot{e}}{d\alpha} = \frac{G}{2} \left\{ 2v_v \frac{dv_v}{d\alpha} x + 2v_\ell \frac{dv_\ell}{d\alpha} (1-x) \right\} = 0 \quad (6.32)$$

cuja solução fornece:

$$\alpha = \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_\ell} \right)^{2/3} \right]} \quad (6.33)$$

ou

$$S = \left(\frac{\rho_v}{\rho_\ell} \right)^{-1/3} \quad (6.34)$$

6.2.6- Modelo de Smith

Smith [32], propôs a correlação a seguir, considerando um escoamento com uma
mistura homogênea na região central e líquido na região anular periférica.

$$S = K_S + (1 - K_S) \left\{ \frac{\left[\frac{\rho_\ell}{\rho_v} + \frac{K_S (1 - x)}{x} \right]}{\left[1 + \frac{K_S (1 - x)}{x} \right]} \right\}^{1/2} \quad (6.35)$$

onde o parâmetro K_S assume o valor 0,4.

6.2.7- Modelo de Premoli

Premoli [33], desenvolveu a correlação a seguir, visando minimizar os erros associados à estimativa da densidade do líquido. Tal modelo foi desenvolvido para uma grande variedade de condições, para um escoamento bifásico ascendente, em canais adiabáticos verticais.

$$S = 1 + F_1 \left[\frac{Y}{(1 + Y F_2)} - Y F_2 \right]^{1/2} \quad (6.36)$$

$$F_1 = 1,578 Re_\ell^{-0,19} \left(\frac{\rho_\ell}{\rho_v} \right)^{0,22} \quad (6.37)$$

$$F_2 = 0,0273 We_\ell Re_\ell^{-0,51} \left(\frac{\rho_\ell}{\rho_v} \right)^{-0,08} \quad (6.38)$$

$$Y = \frac{\beta}{(1 - \beta)} \quad (6.39)$$

$$We_\ell = \frac{(1 - x)^2 G^2 D_{int}}{\sigma \rho_\ell g} \quad (6.40)$$

onde σ representa a tensão superficial do refrigerante.

6.2.8- Modelo de Tandon

Tandon [34] desenvolveu um modelo analítico para a estimativa da fração de vazio para um escoamento anular com vapor na região central, líquido na região periférica e sem migração de líquido para a região de vapor. A análise feita adotou o método de Lockhardt-Martinelli para o cálculo da perda de carga por fricção e o perfil de velocidade de von Kármán para representar a distribuição de velocidades na região anular. Este modelo representa um melhoramento em relação ao modelo de Zivi, por incluir o efeito de fricção nas paredes. A fração de vazio é então calculada através das seguintes expressões:

$$\alpha = \begin{cases} \left[1 - \frac{1,928 Re_t^{-0,315}}{F} + \frac{0,9293 Re_t^{-0,63}}{F^2} \right] & \text{para } (50 < Re_t < 1125); \\ \left[1 - \frac{0,38 Re_t^{-0,088}}{F} + \frac{0,0361 Re_t^{-0,176}}{F^2} \right] & \text{para } (Re_t \geq 1125). \end{cases} \quad (6.41)$$

$$F = 0,15 \left(\frac{1}{X_{tt}} + \frac{2,85}{X_{tt}^{0,476}} \right) \quad (6.42)$$

6.3- ESCOLHA DO MÉTODO MAIS ADEQUADO PARA A DETERMINAÇÃO DA FRAÇÃO DE VAZIO

Para a escolha do método mais adequado para a determinação da fração de vazio, compararam-se as massas de refrigerante inferidas pelo programa, utilizando os diversos métodos, em diferentes condições ambientais, com a carga de refrigerante nominal do aparelho.

Assim sendo, para cada ensaio indicado na tabela 6.2, fixou-se o grau de superaquecimento na entrada do compressor, utilizando o valor obtido experimentalmente, e simulou-se o sistema com o intuito de calcular a carga de refrigerante necessária. Os resultados obtidos são apresentados na tabela 6.3.

Tabela 6.2- Condições ambientais dos ensaios experimentais

Ensaio		A	B	C	D	E	F
Ambiente	TBS(°C)	27,0	27,0	27,0	21,0	21,0	21,0
Interno	TBU(°C)	19,5	19,5	19,5	—	—	—
Ambiente	TBS(°C)	35,0	40,0	30,0	7,0	12,0	17,0
Externo	TBU(°C)	24,0	27,0	20,0	6,0	10,0	13,0

O programa, como se pode verificar através da análise da tabela 6.3, independente do modelo utilizado na determinação da fração de vazio, não consegue prever realisticamente a carga de refrigerante necessária. Verifica-se, também, que o modelo de Hughmark é o que fornece a melhor comparação, sendo portanto utilizado em substituição ao modelo de Lockhardt-Martinelli, originalmente utilizado pelo programa.

Tabela 6.3- Comparação entre a carga de refrigerante computacional e experimental (gramas)

Ensaio	A	B	C	D	E	F
Método						
Carga Nominal	315	315	315	315	315	315
Lockhardt-Martinelli	256	243	256	239	244	243
Hughmark	268	266	262	266	263	257
Homogêneo	160	153	161	144	153	156
Rigot	186	180	187	171	180	183
Zivi	200	192	202	188	194	195
Smith	196	189	197	185	190	191
Premoli	213	207	213	206	209	207
Tandon	201	192	202	194	196	194

6.4- DETERMINAÇÃO DA MASSA DE REFRIGERANTE DISSOLVIDA NO ÓLEO DO COMPRESSOR

Como o programa, na sua forma original, não leva em consideração a presença de óleo no sistema, resolveu-se estimar a quantidade de refrigerante dissolvido no óleo do compressor. Esta parcela, sendo adicionada aos valores apresentados na tabela 6.3, tende a melhorar a comparação feita.

A quantidade de refrigerante dissolvido no óleo depende da pressão e da temperatura no interior da carcaça do compressor e da natureza do óleo e do refrigerante em questão. Dhar [35] desenvolveu a seguinte correlação, a partir de dados experimentais, a qual se aplica para a combinação óleo SUNISO 3GS e refrigerante 22.

$$m_{ro} = \frac{m_{ol}}{100} [A1 + A2 T_{ol} + A3 P_{ol} + A4 P_{ol} T_{ol}] \tag{6.43}$$

onde m_{ro} representa a massa de refrigerante no óleo e m_{ol} , T_{ol} e P_{ol} referem-se, respectivamente, à massa, à temperatura e à pressão do óleo. Para a combinação R-22 e óleo SUNISO 3GS tem-se, no SI:

$$\begin{aligned} A1 &= -1,422507 \\ A2 &= -6,811797 \times 10^{-2} \\ A3 &= 6,1507473 \times 10^{-5} \\ A4 &= -7,560139 \times 10^{-7} \end{aligned}$$

Com a inclusão da parcela de refrigerante dissolvida no óleo e utilizando o método de Huhgmark para a determinação da fração de vazio, o programa passa a fornecer os resultados indicados na tabela 6.4.

Como se pode observar, na tabela 6.4, a parcela de refrigerante dissolvida no óleo influencia significativamente a carga de refrigerante estimada pelo programa.

Tabela 6.4- Carga de refrigerante calculada pelo programa, incluindo a parcela dissolvida no óleo (gramas)

Ensaio	A	B	C	D	E	F
Massa de Refrigerante						
Carga Nominal	315	315	315	315	315	315
Carga Calculada	311	304	308	327	324	314
Dissolvida no Óleo	43	38	46	61	61	57

CAPÍTULO 7

COMPARAÇÃO EXPERIMENTAL

Uma etapa que se faz necessária, após o desenvolvimento de um programa de simulação, é a comparação entre os resultados fornecidos pelo programa e resultados obtidos experimentalmente. Para isso, tornam-se necessárias a determinação detalhada das dimensões físicas do aparelho e a realização de ensaios experimentais.

7.1- CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DA UNIDADE DE CONDICIONAMENTO DE AR

A determinação das dimensões básicas dos principais componentes do aparelho é necessária para fornecer os dados de entrada utilizados pelo programa. Para tal, o aparelho, previamente ensaiado, foi totalmente desmontado. Os resultados obtidos, os procedimentos adotados e os instrumentos utilizados, para cada componente, são apresentados no apêndice F.

7.2- ENSAIOS EM CALORÍMETRO

7.2.1- Introdução

O ensaio em calorímetro é o método experimental usado para determinar o desempenho de uma unidade de condicionamento de ar.

O calorímetro é composto de dois compartimentos, com temperatura e umidade controladas, separados por uma parede divisória de material isolante, no qual é instalado o aparelho.

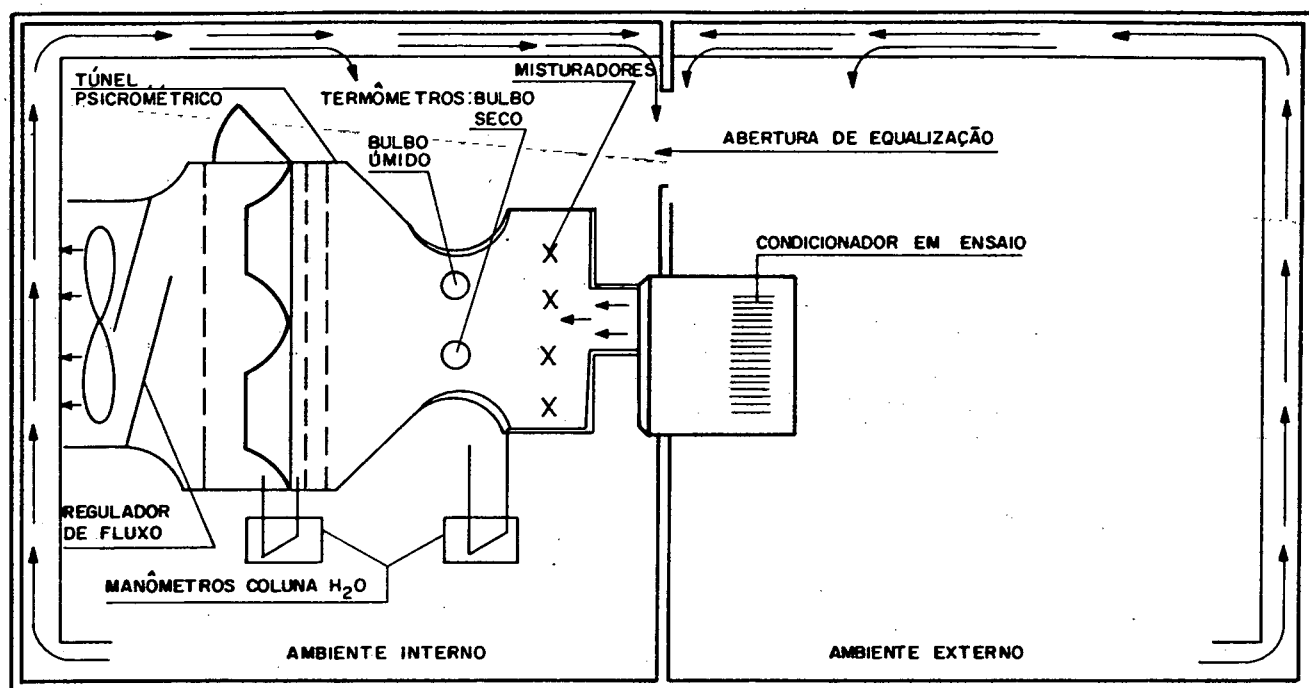


Fig.7.1- Calorímetro do tipo psicrométrico

O calorímetro pode ser do tipo psicrométrico ou balanceado [36]. Os ensaios utilizados na verificação experimental em questão foram realizados em um calorímetro do tipo psicrométrico, mostrado na figura 7.1.

7.2.2- Resultados Experimentais

Para a comparação dos resultados fornecidos pelo programa com resultados experimentais, foram realizados 6 ensaios de capacidade, em diferentes condições ambientais, sendo 3 ensaios no modo de refrigeração e 3 no modo de aquecimento, de acordo com a tabela 6.2.

A condição referenciada como A é uma condição normalizada para o ensaio no modo de refrigeração, a partir da qual se determina a capacidade nominal do aparelho. As condições ambientais dos ensaios foram escolhidas de modo a manter a temperatura do ambiente interno constante, variando a temperatura do ambiente externo. Tal procedimento visa manter um parâmetro constante (a temperatura interna), facilitando a análise dos resultados. Além disso, normalmente deseja-se uma determinada temperatura no ambiente interno, enquanto a temperatura do ambiente externo pode variar.

Os resultados experimentais obtidos em cada ensaio são apresentados na tabela 7.1

Tabela 7.1- Resultados experimentais para cada ensaio

Ensaio	A	B	C	D	E	F
Grandeza						
T_1 [°C]	8,2	8,8	11,2	-0,6	8,1	14,4
T_2 [°C]	15,7	13,3	16,1	8,4	12,6	18,6
T_3 [°C]	20,4	20,8	17,8	10,4	17,9	23,9
T_4 [°C]	21,6	20,7	21,7	7,0	15,7	21,6
T_9 [°C]	118,8	123,5	115,4	103,6	110,8	116,9
T_{10} [°C]	107,1	111,9	103,5	90,5	97,3	104,0
T_{11} [°C]	100,6	104,7	96,6	77,6	85,8	91,8
T_{12} [°C]	89,9	93,6	86,2	69,3	77,4	83,2
T_{13} [°C]	46,0	51,1	40,3	42,7	44,2	45,1
T_{14} [°C]	9,2	10,3	8,6	2,5	4,9	6,7
P_4 [kPa]	0,618	0,639	0,598	0,467	0,501	0,529
P_9 [kPa]	2,307	2,514	2,101	1,928	1,942	1,997
\dot{V}_a serp. int. [m³/min]	4,67	4,67	4,67	4,98	4,93	5,01
\dot{V}_a serp. ext. [m³/min]	10,19	10,28	10,14	7,73	8,78	8,86
\dot{W}_e [W]	1100	1125	1050	950	975	1000
$t_{a,i}$ evap. [°C]	27,0	27,0	27,0	21,0	21,0	21,0
$t_{bu_{a,i}}$ evap. [°C]	19,5	19,5	19,5	—	—	—
$t_{a,o}$ evap. [°C]	15,6	16,4	15,1	—	—	—
$t_{bu_{a,o}}$ evap. [°C]	13,7	14,4	13,2	—	—	—
$t_{a,i}$ cond. [°C]	35,0	40,0	30,0	7,0	12,0	17,0
$t_{bu_{a,i}}$ cond. [°C]	28,0	27,0	20,0	6,0	10,0	13,0
$t_{a,o}$ cond. [°C]	—	—	—	36,9	38,2	38,9
$t_{bu_{a,o}}$ cond. [°C]	—	—	—	—	—	—
Capacidade¹ [W]	1523	1364	1646	1507	1599	1700
Capacidade² [W]	1610	1445	1750	1665	1769	1879

onde os subscritos referem-se à figura 1.2.

¹ não considerando a parcela \dot{Q}_{perda} (ver item 7.2.3)

² considerando a parcela \dot{Q}_{perda} (ver item 7.2.3)

7.2.3- Cálculo da Capacidade

A capacidade do aparelho, num calorímetro psicrométrico, é obtida pelo procedimento mostrado a seguir [36]. A vazão de ar através da serpentina interna e as condições do ar na sua saída são medidas utilizando o túnel mostrado na figura 7.1.

Medindo a diferença de pressão estática no bocal e as temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido do ar na saída da serpentina interna, calcula-se a vazão de ar através da mesma. A seguir, conhecendo as condições do ar no ambiente interno (entrada da serpentina interna), pode-se calcular a variação da entalpia do ar através da serpentina interna.

Deve-se observar, entretanto, que a medição das condições do ar na saída da serpentina interna não é feita logo na saída da serpentina, mas após o bocal do túnel. Ocorre que, ao percorrer esta distância, o ar troca calor com o ambiente interno, através da parede do túnel. Assim sendo, esta parcela de perda deve ser considerada no cálculo da capacidade.

A capacidade de refrigeração ou de aquecimento é dada, portanto, pela seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{cap} = \dot{m}_r (h_o - h_i) + \dot{Q}_{perda} \quad (6.1)$$

onde

$$\dot{Q}_{perda} = C_{perda} (t_{a,int} - t_{a,ext}) \quad (6.2)$$

$t_{a,int}$ refere-se à temperatura do ar no interior do túnel e $t_{a,ext}$ refere-se à temperatura do ambiente interno (exterior do túnel). O coeficiente C_{perda} depende do isolamento do calorímetro e deve ser obtido experimentalmente. Segundo a indústria a que pertence o calorímetro em questão, os seguintes valores foram encontrados (no SI):

$$C_{perda} = \begin{cases} 8 & \text{para } \Delta t \leq 11; \\ 9 & \text{para } 11 < \Delta t \leq 14; \\ 10 & \text{para } \Delta t > 14. \end{cases}$$

onde

$$\Delta t = (t_{a,int} - t_{a,ext})$$

7.3- COMPARAÇÃO ENTRE RESULTADOS EXPERIMENTAIS E COMPUTACIONAIS

Utilizando os dados físicos e geométricos do aparelho e do compressor, obtidos experimentalmente, procedeu-se inicialmente à simulação para a condição normalizada A (tabela 6.2).

Fixou-se o grau de superaquecimento na entrada do compressor como sendo 15°C (valor experimental). A carga de refrigerante assim obtida foi utilizada como carga nominal nas demais simulações.

A comparação entre os resultados experimentais e computacionais é mostrado na tabela 7.2, para as grandezas de maior interesse.

Tabela 7.2- Comparação entre resultados experimentais e computacionais

Ensaio		A	B	C	D	E	F
Variável							
Capacidade ¹ [W]	Exp.	1523	1364	1646	1507	1599	1700
	Comp.	1549	1449	1625	1578	1728	1886
	Dif.	1,4%	6,2%	-1,3%	4,7%	8,1%	9,7%
Capacidade ² [W]	Exp.	1610	1445	1750	1665	1769	1879
	Comp.	1549	1449	1625	1578	1728	1886
	Dif.	-4,0%	0,2%	-7,1%	-5,2%	-2,3%	-0,6%
Potência [W]	Exp.	1100	1125	1050	950	975	1000
	Comp.	1026	1081	971	849	902	946
	Dif.	-6,7%	-3,9%	-7,5%	-10,6%	-7,5%	-5,4%
Grau de Superaquecimento [°C]	Exp.	15	13	19	9	16	20
	Comp.	15	11	18	16	18	20
	Dif.	0°C	2°C	1°C	7°C	2°C	0°C
Pressão de Sucção [kPa]	Exp.	618	639	598	467	501	529
	Comp.	587	619	554	429	471	507
	Dif.	-5,0%	-3,1%	-7,3%	-8,1%	-6,0%	-4,0%
Pressão de Descarga [kPa]	Exp.	2307	2514	2101	1928	1942	1997
	Comp.	2239	2467	2015	1898	2016	2109
	Dif.	-2,9%	-1,9%	-4,1%	-1,5%	3,8%	5,6%

As diferenças percentuais indicadas na tabela 7.2 foram calculadas em relação aos dados experimentais

¹ não considerando a parcela \dot{Q}_{perda} (ver item 7.2.3)

² considerando a parcela \dot{Q}_{perda} (ver item 7.2.3)

CAPÍTULO 8

ANÁLISE DAS POTENCIALIDADES DO PROGRAMA

Uma das vantagens de um programa de simulação consiste na possibilidade de se poder estimar, com razoável precisão e rapidez, o impacto que a substituição ou alteração de um determinado parâmetro ou dimensão tem sobre o desempenho global do sistema. Assim sendo, serão apresentados a seguir, alguns exemplos que ilustram a utilidade de um programa de simulação, no desenvolvimento de uma unidade de condicionamento de ar.

As figuras, ora apresentadas, foram obtidas por regressão polinomial, utilizando resultados fornecidos pelo programa, para a unidade de condicionamento de ar em questão. As curvas relacionadas ao modo de refrigeração referem-se às condições ambientais referidas como A na tabela 6.2. As curvas relacionadas com o modo de aquecimento referem-se às condições D da mesma tabela. Deve-se ressaltar, ainda, que para cada parâmetro ou dimensão analisados, os demais permanecem inalterados.

Na análise feita não se considerou a possibilidade de congelamento total da serpentina. Embora o programa tenha condições de prever este fenômeno, considerou-se um congelamento máximo de 90% da área de passagem do ar.

A figura 8.1 mostra a influência do diâmetro e do comprimento do tubo capilar, sobre a potência e a capacidade do aparelho no modo de refrigeração. Tais curvas foram obtidas variando-se o diâmetro interno e mantendo-se o comprimento constante e vice-versa.

Sabe-se que a capacidade de refrigeração é obtida através da multiplicação do fluxo de massa de refrigerante pelo efeito frigorífico específico útil. A figura 8.2 mostra o efeito da variação do diâmetro do tubo capilar sobre estas duas variáveis.

Com o aumento do diâmetro do tubo capilar, o fluxo de massa de refrigerante através do sistema aumenta (figura 8.2), o que provoca alterações nas pressões de condensação e evaporação. Como consequência, ocorre um aumento na entalpia do refrigerante na entrada e uma redução no grau de superaquecimento na saída do evaporador, fazendo com que o efeito frigorífico específico seja reduzido (figura 8.2).

A multiplicação de duas variáveis com tendências opostas, sob a ação da variação de um determinado parâmetro, determina o aparecimento de um ponto de máximo, o qual corresponde, na figura 8.2, à situação em que as curvas se interceptam.

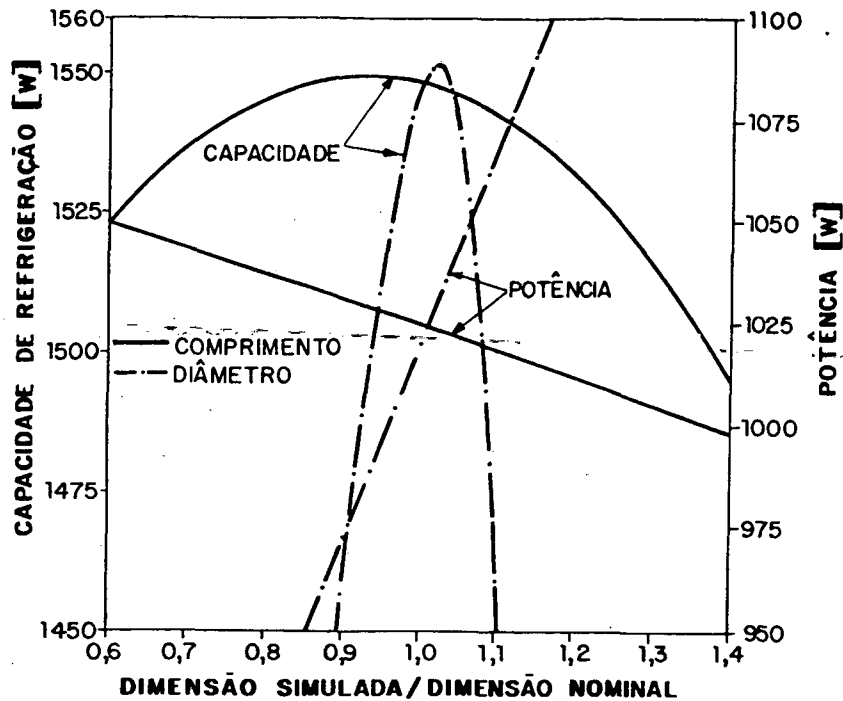


Fig.8.1- Influência do diâmetro interno e do comprimento do tubo capilar sobre a potência e a capacidade de refrigeração

A figura 8.1 mostra que o aumento do comprimento do tubo capilar também origina um ponto de máximo na curva de capacidade. De acordo com a figura 8.3, o fluxo de massa se reduz e o efeito frigorífico aumenta com o comprimento, o que explica o aparecimento do ponto de máximo na figura 8.1.

No caso da potência, dentro da faixa de variação do diâmetro interno e do comprimento investigados, a variação do fluxo de massa é predominante sobre a variação do trabalho específico. Assim sendo, tais curvas refletem o comportamento dos fluxos de massa, indicados nas figuras 8.2 e 8.3.

Observa-se, também, na figura 8.1, que o diâmetro interno tem uma influência maior do que o comprimento do tubo capilar sobre a potência e a capacidade. Esta influência pode ser explicada observando-se que, na região líquida do tubo capilar, para a mesma diferença de pressão, a vazão de refrigerante varia diretamente com o cubo do diâmetro e inversamente com o comprimento. Na região bifásica, esta relação não se aplica, mas o diâmetro ainda afeta mais significativamente o fluxo de massa do que o comprimento do tubo capilar (capítulo 3).

A figura 8.4 mostra a influência do diâmetro interno e do comprimento do tubo capilar sobre a potência e a capacidade do aparelho no modo de aquecimento.

De forma análoga à figura 8.1, verifica-se que o aumento do diâmetro interno do tubo capilar proporciona uma elevação na capacidade de aquecimento. Isto ocorre porque o aumento no fluxo de massa é predominante sobre a redução do efeito calorífico específico.

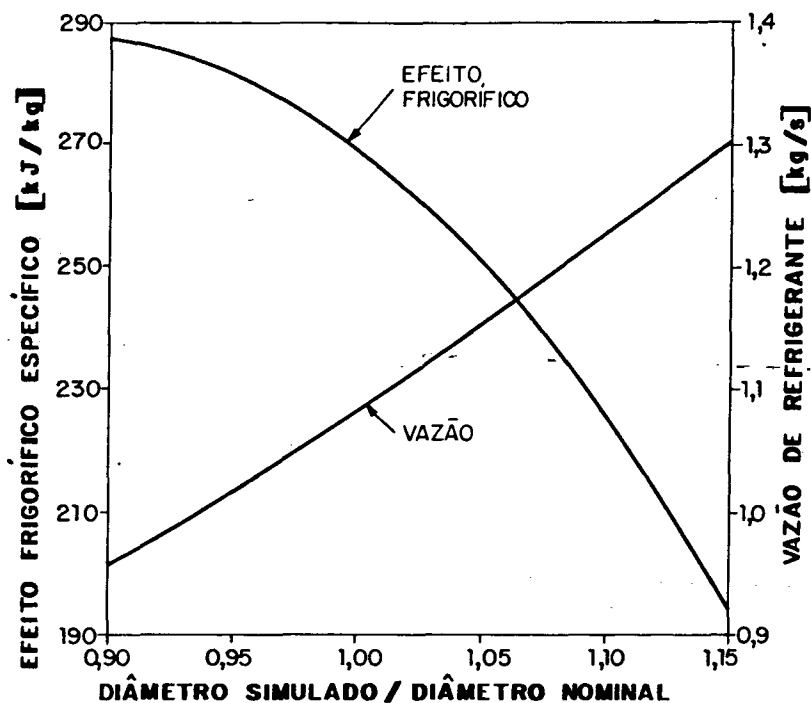


Fig.8.2- Influência do diâmetro interno do tubo capilar sobre a vazão de refrigerante e o efeito frigorífico específico

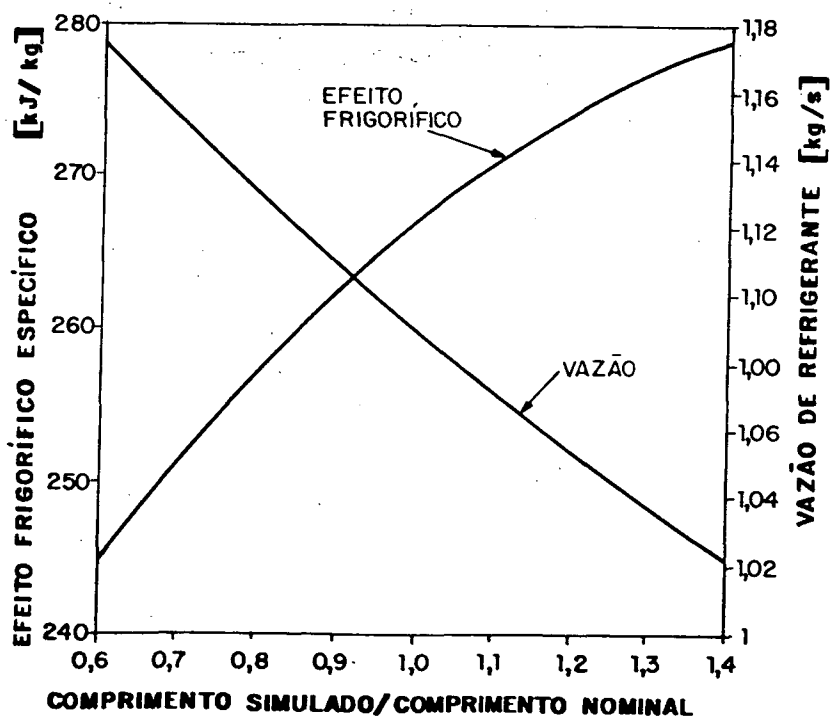


Fig.8.3- Influência do comprimento do tubo capilar sobre a vazão de refrigerante e o efeito frigorífico específico

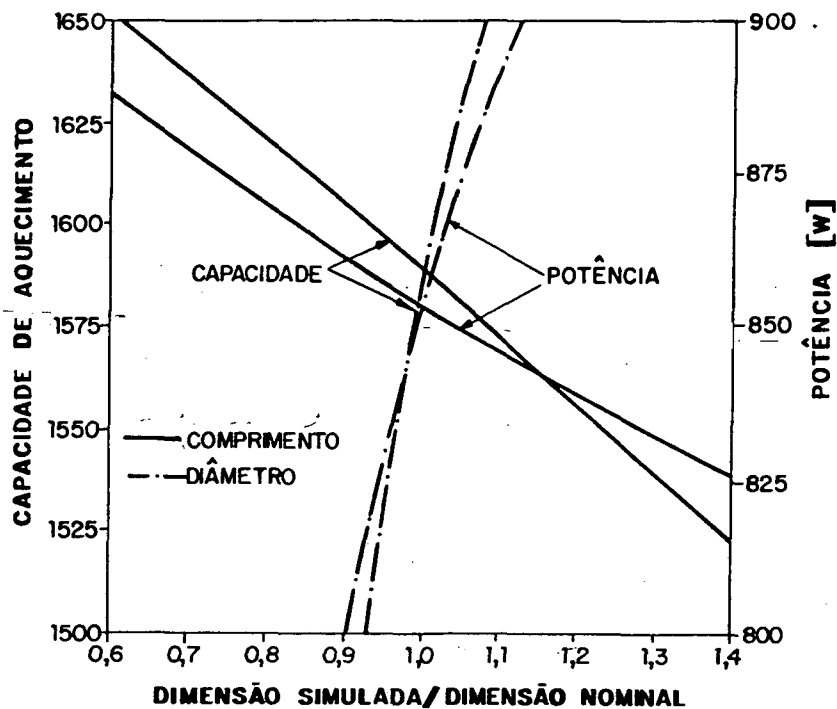


Fig.8.4- Influência do diâmetro interno e do comprimento do tubo capilar sobre a potência e a capacidade de aquecimento

Para diâmetros maiores, entretanto, a capacidade passa por um ponto de máximo, indicando que a redução do efeito calorífico passa a ser predominante.

A redução do comprimento do tubo capilar influencia a capacidade de aquecimento de maneira análoga ao aumento do diâmetro interno, mas esta influência é menor. A potência, semelhante à figura 8.1, é dominada pela variação do fluxo de massa, cuja variação, no modo de aquecimento, é análoga às figuras 8.2 e 8.3.

A figura 8.5 mostra a influência da carga de refrigerante na potência e na capacidade de refrigeração do aparelho.

Observa-se a existência de um ponto de máximo em relação à capacidade, o que pode ser explicado da seguinte maneira: quando a massa de refrigerante no sistema é pequena, a pressão de sucção e a vazão são baixas e o grau de superaquecimento é alto, de modo que a capacidade de refrigeração é baixa. À medida que a massa de refrigerante aumenta, as pressões de sucção e de descarga e a vazão aumentam, sendo que o grau de superaquecimento diminui.

A variação da vazão, quando combinada com a variação do efeito frigorífico específico, dá origem, respectivamente, às curvas de capacidade e potência mostradas na figura 8.5.

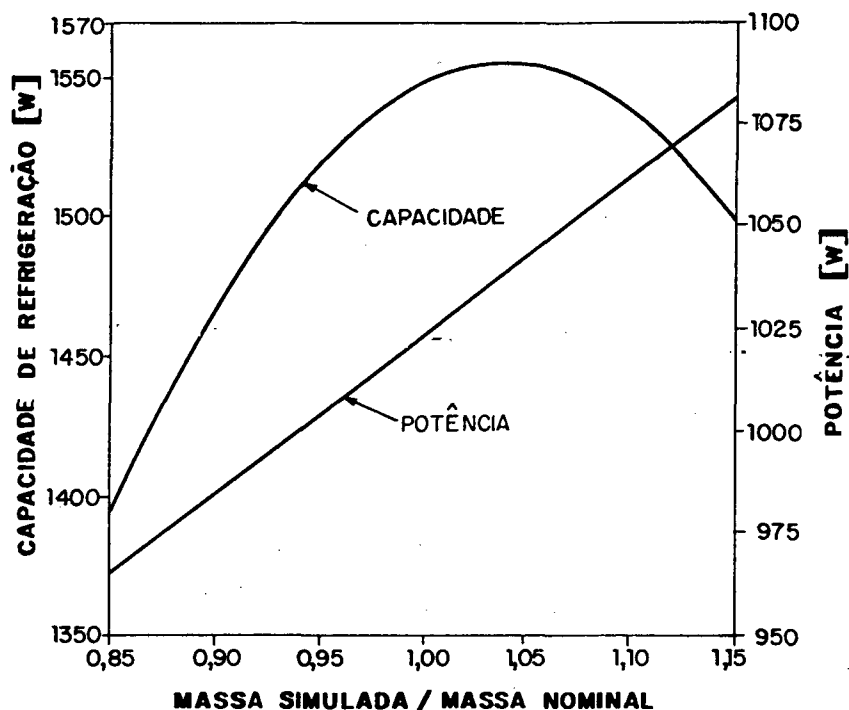


Fig.8.5- Influência da massa de refrigerante sobre a potência e a capacidade de refrigeração

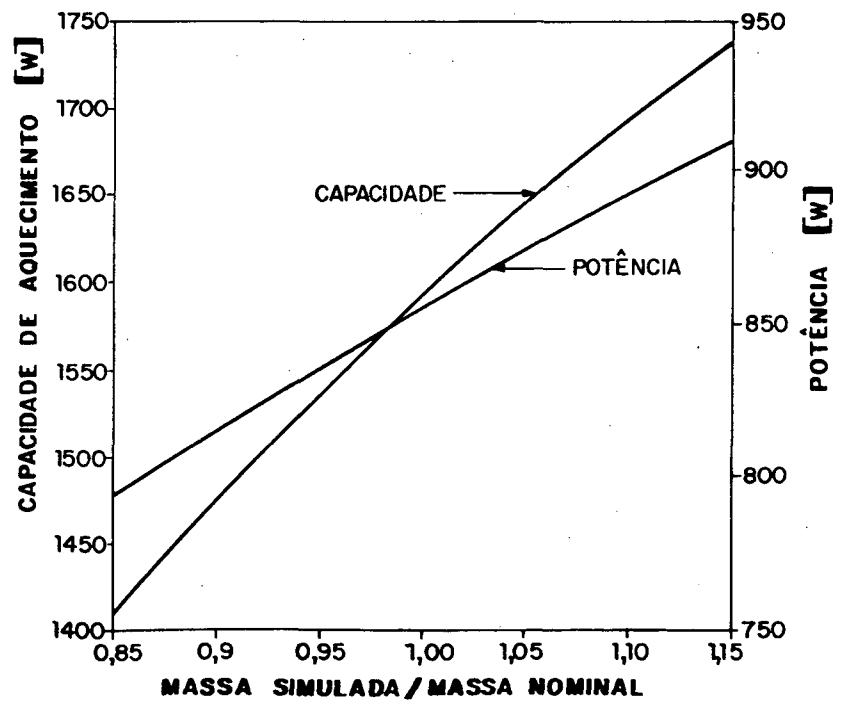


Fig.8.6- Influência da massa de refrigerante sobre a potência e a capacidade de aquecimento

A figura 8.6 mostra a influência da massa de refrigerante sobre a potência e a capacidade no modo de aquecimento. Neste caso, o aumento da carga de refrigerante provoca variações nas pressões, no efeito frigorífico e no trabalho específicos. Como a variação do fluxo de massa é predominante, originam-se as curvas apresentadas na figura 8.6.

A figura 8.7 mostra a influência da temperatura de bulbo seco do ambiente externo sobre a capacidade e a potência no modo de refrigeração. Como esperado, observa-se que a capacidade de refrigeração diminui, enquanto a potência cresce com o aumento da temperatura externa. O aumento da temperatura do ar externo causa uma elevação das pressões de sucção e de descarga, bem como da diferença entre elas, e uma redução no grau de superaquecimento. Como esperado, observa-se que a capacidade de refrigeração diminui, enquanto a potência cresce com o aumento da temperatura externa. O aumento da temperatura do ar externo causa uma elevação das pressões de sucção e de descarga, bem como da diferença entre elas, e uma redução no grau de superaquecimento. Como consequência, ocorre um aumento da vazão de refrigerante, ao mesmo tempo que uma diminuição do efeito frigorífico específico, sendo este último predominante. A potência, mais uma vez, acompanha a variação do fluxo de massa.

A figura 8.8 mostra a influência da temperatura de bulbo seco do ambiente externo sobre a potência e a capacidade no modo de aquecimento. Verifica-se que a capacidade e a potência aumentam continuamente com o aumento da temperatura do ar externo. Como já foi comentado, com o aumento da temperatura externa, ocorre uma elevação do fluxo de massa de refrigerante no sistema. Neste caso, tal elevação é acompanhada por uma modesta elevação no efeito calorífico útil, o que provoca uma variação na capacidade de aquecimento, como indicado na figura 8.8.

A figura 8.9 mostra a influência da temperatura de bulbo seco do ambiente interno sobre a capacidade e a potência no modo de refrigeração. Observa-se que a capacidade de refrigeração e a potência aumentam com o aumento da temperatura interna. Tal fato deve-se ao aumento da vazão de refrigerante e do efeito frigorífico específico, devido à redução na relação entre as pressões de sucção e de descarga, embora haja um aumento no grau de superaquecimento. A potência acompanha a variação do fluxo de massa.

A figura 8.10 mostra a influência da temperatura de bulbo seco do ambiente interno sobre a capacidade e a potência no modo de aquecimento. Verifica-se que a capacidade diminui e a potência aumenta com o aumento da temperatura interna. O aumento da temperatura interna provoca um aumento nas pressões de sucção e de descarga, o que diminui o efeito calorífico específico. Tal efeito predomina sobre o aumento da vazão de refrigerante, devido ao aumento da relação entre as pressões, e a capacidade cai. A potência aumenta, analogamente ao modo de refrigeração.

A figura 8.11 mostra a influência da vazão de ar através da serpentina interna do aparelho, nas capacidades de resfriamento e de aquecimento. Verifica-se que ambas as capacidades aumentam continuamente com o aumento da vazão de ar. Este comportamento deve-se ao aumento da transferência de calor na serpentina interna, o que, no modo de refrigeração, aumenta a quantidade de calor retirada e, no modo de aquecimento, aumenta a quantidade de calor fornecida ao ar.

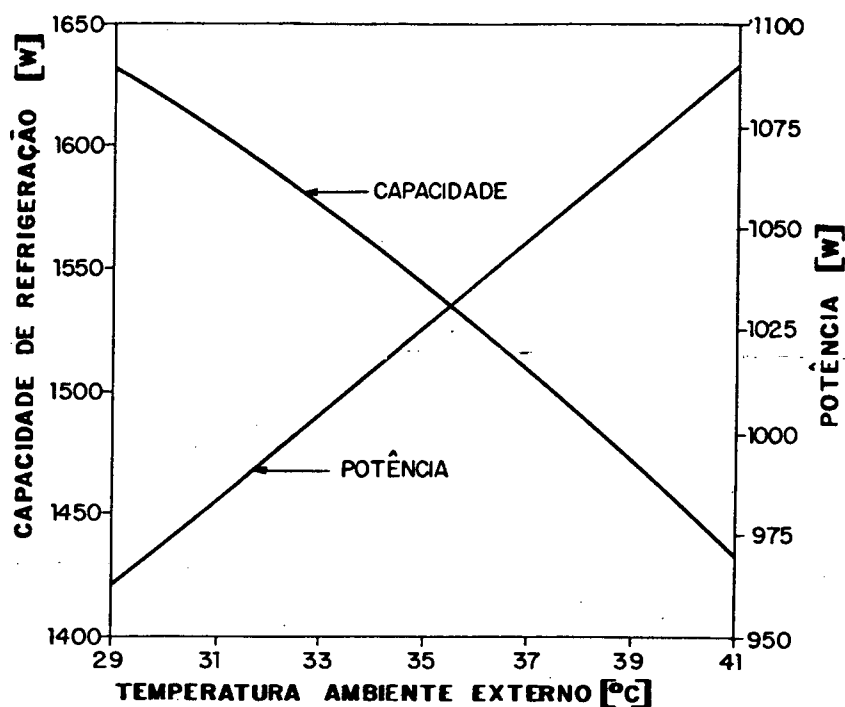


Fig.8.7- Influência da temperatura de bulbo seco do ambiente externo sobre a potência e a capacidade de refrigeração

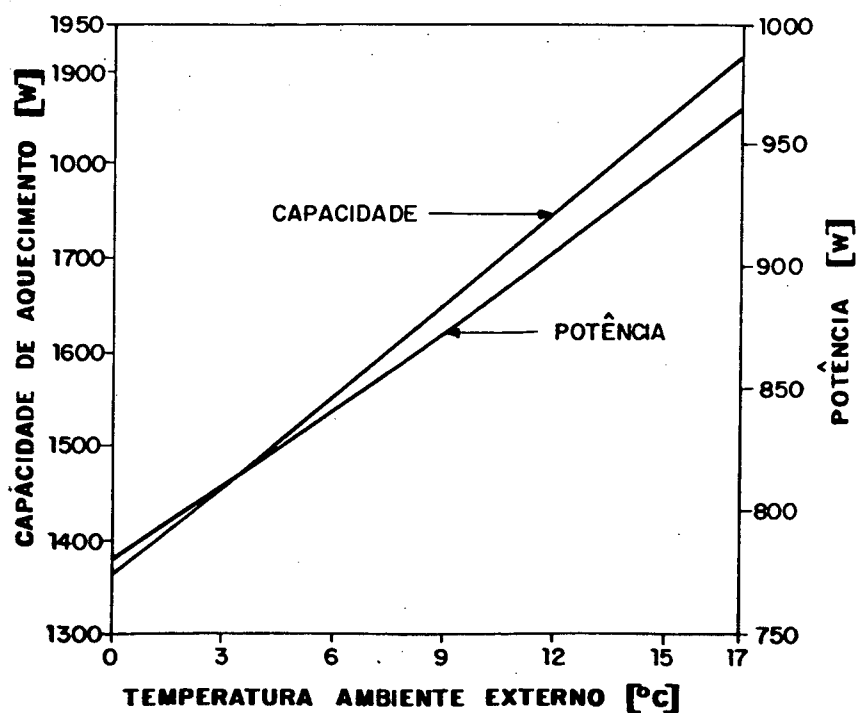


Fig.8.8- Influência da temperatura de bulbo seco do ambiente externo sobre a potência e a capacidade de aquecimento

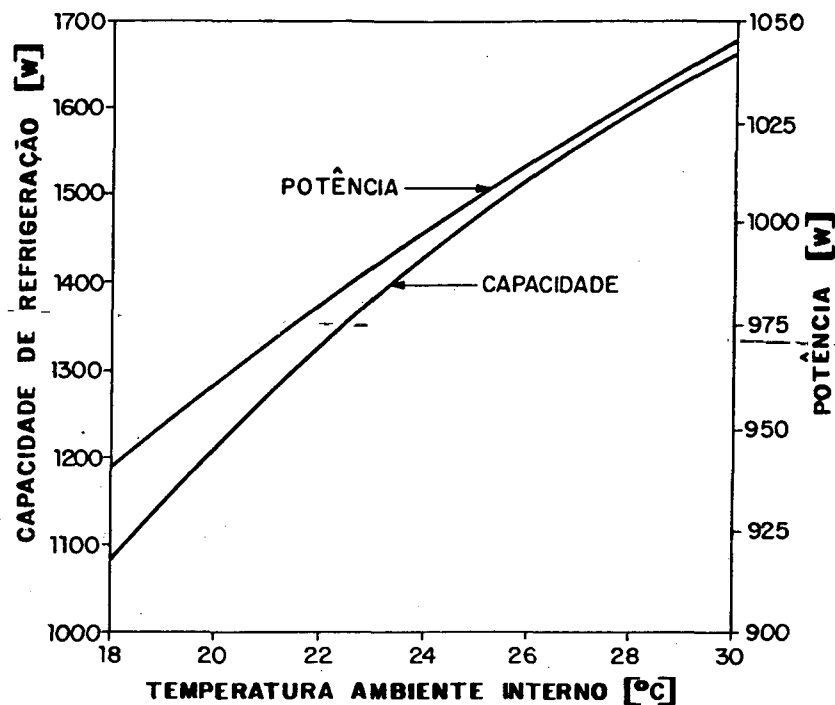


Fig.8.9- Influência da temperatura de bulbo seco do ambiente interno sobre a potência e a capacidade de refrigeração

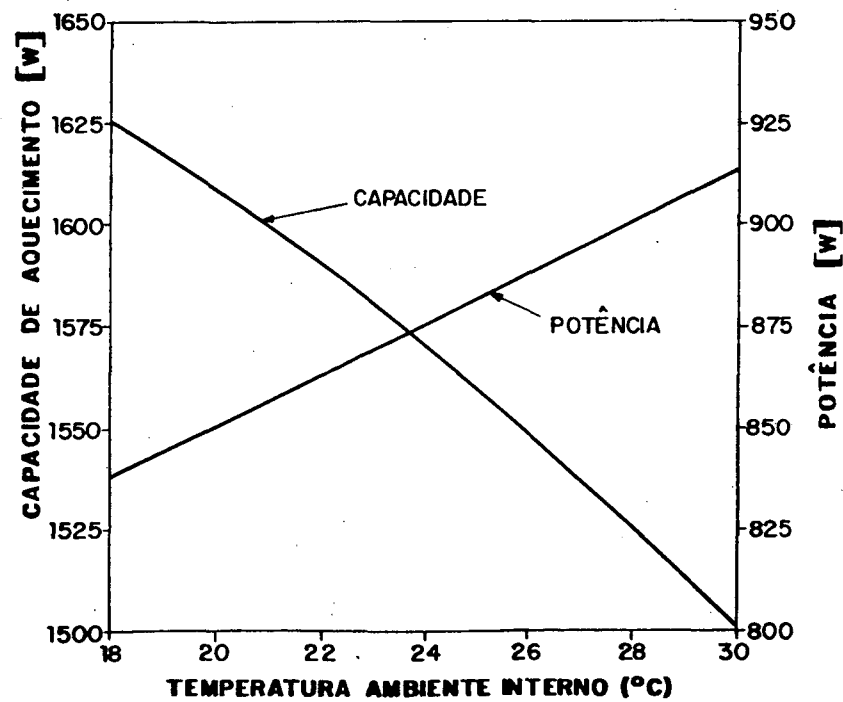


Fig.8.10- Influência da temperatura de bulbo seco do ambiente interno sobre a potência e a capacidade de aquecimento

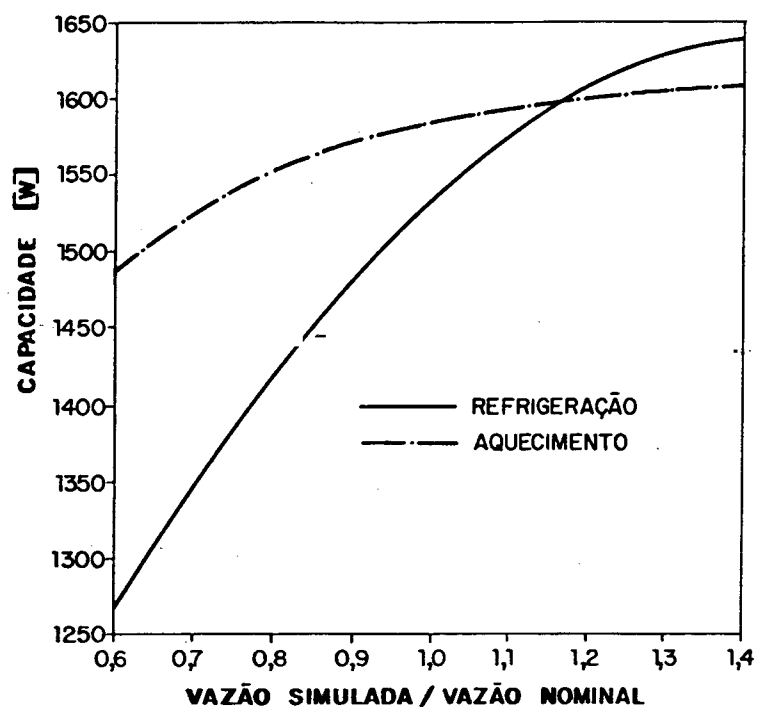


Fig.8.11- Influência da vazão de ar através da serpentina interna sobre as capacidades de refrigeração e de aquecimento

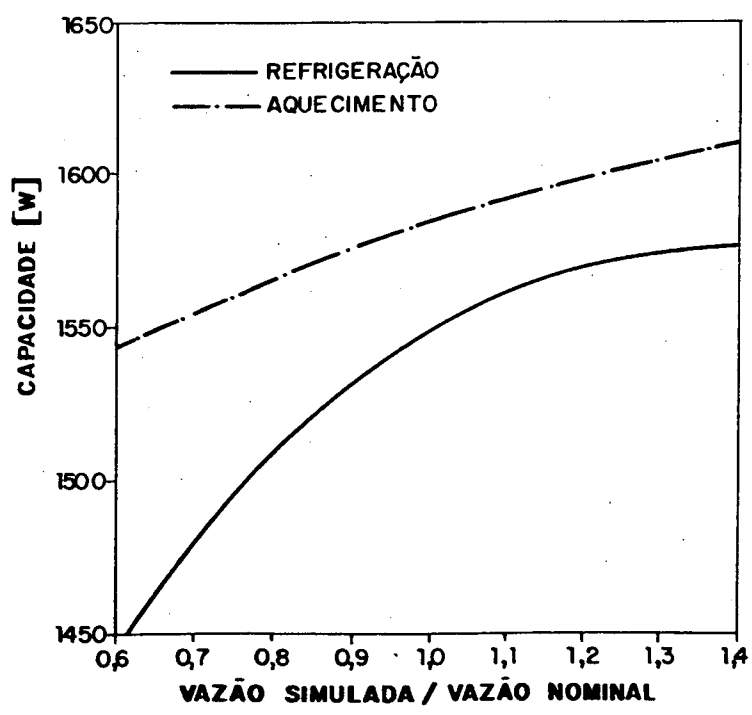


Fig.8.12- Influência da vazão de ar através da serpentina externa sobre as capacidades de refrigeração e de aquecimento

A figura 8.12 mostra a influência da vazão de ar através da serpentina externa do aparelho, nas capacidades de refrigeração e de aquecimento. Verifica-se que, novamente, ambas as capacidades aumentam continuamente com o aumento da vazão de ar.

O aumento da transferência de calor na serpentina externa permite que, no modo de refrigeração, o sistema libere mais calor para o ambiente externo, baixando as pressões de sucção e de descarga, bem como a relação entre elas. Ocorre, também, uma elevação do grau de superaquecimento, o que se contrapõe à redução da relação de compressão e deixa o fluxo de massa de refrigerante praticamente inalterado. Com o aumento do efeito frigorífico específico, tem-se, então, um aumento na capacidade de refrigeração.

No modo de aquecimento, o sistema absorve mais calor do ambiente externo, o que aumenta as pressões de sucção e de descarga e reduz levemente a relação de compressão. Com o aumento do grau de superaquecimento, o fluxo de massa se mantém praticamente constante.

Observa-se, ainda, que a vazão de ar através da serpentina interna tem uma influência maior sobre a capacidade do que a vazão através da serpentina externa. Este fato pode ser explicado por sua ação mais direta sobre a transferência de calor de/para o ambiente interno.

Na presente análise de resultados procurou-se verificar a influência de parâmetros e dimensões que não alterassem o volume interno da unidade de condicionamento de ar. Isto se deve ao fato da análise ter sido feita para uma determinada unidade, com carga de refrigerante e volume interno definidos. Qualquer alteração no volume interno da unidade, portanto, implicaria na simulação de uma unidade diferente e hipotética, cuja carga de refrigerante deveria ser novamente estimada. Assim sendo, seriam variados dois parâmetros simultaneamente. Tal procedimento é possível, porém preferiu-se restringir o estudo feito à unidade existente.

CAPÍTULO 9

CONCLUSÕES

O desenvolvimento de uma unidade de condicionamento de ar é uma tarefa complexa, principalmente devido às diversas combinações possíveis entre as variáveis envolvidas e ao complexo interrelacionamento de seus efeitos.

A técnica de simulação computacional é um forte instrumento para o desenvolvimento destas unidades, uma vez que permite o estudo das conseqüências de uma determinada modificação, no desempenho térmico do equipamento.

Obviamente, a simulação computacional não elimina a necessidade de realização de ensaios e de confecção de protótipos, mas permite uma diminuição do número destes, representando uma economia de tempo e de recursos no desenvolvimento de um produto. A interação entre os procedimentos computacional e experimental ainda é necessária.

Por outro lado, como mostrado neste trabalho, a utilização de programas computacionais já prontos como “caixa preta” não é a alternativa mais adequada.

Foi realizado um trabalho de adaptação de um programa computacional já existente, visando torná-lo apto à simulação de unidades de condicionamento de ar do tipo doméstico (“de janela”), predominante no mercado nacional.

Os resultados obtidos foram comparados com os resultados experimentais de seis ensaios de capacidade, de um aparelho de 7000 BTU/h, realizados em um calorímetro do tipo psicrométrico. Os resultados e comparações feitas abrangem diferentes condições ambientais, tanto no modo de refrigeração como no de aquecimento. Adicionalmente foi realizada uma análise de potencialidades, demonstrando a influência de determinados parâmetros e dimensões no comportamento do sistema.

As modificações introduzidas no programa produziram resultados mais precisos e mais confiáveis do que aqueles fornecidos pela versão original. A carga de refrigerante real do sistema passou a ser estimada com boa precisão devido à substituição do modelo para a estimativa da fração de vazio, à utilização dos volumes internos reais das serpentinas como dados de entrada e à inclusão, no inventário de massa da parcela de refrigerante dissolvida no óleo do compressor. Este fato é de grande importância para o fabricante que, ao utilizar o programa, passa a lidar com uma carga de refrigerante muito próxima da real, ao invés de uma carga fictícia.

Os resultados fornecidos pelo programa apresentaram uma boa comparação com os resultados experimentais, sendo que as diferenças obtidas encontram-se dentro da faixa de incerteza dos resultados experimentais.

A comparação feita, para diferentes ensaios, mostra que o programa é adequado para a simulação do aparelho em questão, independente das condições ambientais e do modo de operação (aquecimento ou resfriamento).

A análise de potencialidades realizada demonstra a importância do programa no estudo da influência de um determinado parâmetro ou dimensão, no desempenho global do sistema.

Convém ressaltar que a estrutura do programa é flexível, permitindo a substituição, supressão ou inclusão de modelações de fenômenos ou componentes. Assim sendo pode-se, por exemplo, incluir um modelo para um tipo específico de aleta, um modelo para transferência de calor e perda de carga em tubos ranhurados internamente, substituir a modelação do compressor alternativo por uma modelação para um compressor rotativo, ou mesmo substituir a modelação de um determinado fenômeno por outra mais precisa.

Embora os resultados obtidos pelo programa sejam bastante satisfatórios e encorajadores, deve-se observar que a comparação experimental foi realizada para um único aparelho e com resultados obtidos em um calorímetro psicrométrico. Novas comparações utilizando aparelhos de diferentes capacidades e/ou resultados experimentais obtidos em um calorímetro balanceado seriam desejáveis. Tais comparações não foram aqui realizadas, devido à necessidade de obtenção de tais resultados junto à indústria, cujos calorímetros têm uma elevada taxa de utilização.

No que diz respeito à modelação propriamente dita, algumas melhorias podem ser feitas, tais como:

Substituição da modelação da válvula reversora por outra mais detalhada e mais adequada, indicada no respectivo capítulo, desde que a obtenção experimental de alguns dados envolvidos seja possível.

Introdução de novos modelos, visando acompanhar as inovações tecnológicas das unidades de condicionamento de ar, tais como: compressor rotativo, tubos ranhurados internamente, diferentes tipos de aleta.

Uma nova perspectiva para os programas de simulação de sistemas de condicionamento de ar é a substituição dos fluidos refrigerantes. Os refrigerantes atuais (clorofluorcarbonos, CFCs), quando liberados na atmosfera, destroem a camada de ozônio que protege o planeta dos raios ultra-violetas do sol. Assim sendo, a fabricação e utilização dos CFCs deve cessar nos próximos anos.

Efetuando-se as modificações apropriadas, o programa pode simular unidades de condicionamento de ar que utilizem outros tipos de refrigerantes.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] - Domanski, P., Didion, D.A., *"Computer Modelling of the Vapor Compression Cycle with Constant Flow Area Expansion Device"*, Building Science Series 155, National Bureau of Standards, Washington D.C., 1983.
- [2] - Domanski, P., Didion, D.A., *"Mathematical Model of an Air-to-Air Heat Pump Equipped with a Capillary Tube"*, Revue Internationale du Froid, Vol.7, pp.249-255, 1984.
- [3] - Mansur, S.S., Ferreira, R.T.S. *"Simulação Numérica do Desempenho de Compressores Herméticos Alternativos Considerando as Pulsações de Gás"*, Anais do IX Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Florianópolis-SC, 1987
- [4] - Gosney, W.B. *"Principles of Refrigeration"*, Cambridge University Press, New York, 1982.
- [5] - Arora, C.P., *"Refrigeration and Air Conditioning"*, Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited, New Delhi, 1986.
- [6] - Hirssch, S.R., *"On the Compressor Theory to Performance"* ASHRAE Journal, July 1973.
- [7] - ASHRAE, *Handbook of Fundamentals*, 1990.
- [8] - Stoecker, W.F., *"Design of Thermal Systems"*, 2nd ed., McGraw-Hill Book Company, New York, 1980.
- [9] - Fox, R.W., Mc Donald, A.T., *"Introdução à Mecânica de Fluidos"*, Editora Guanabara Dois S.A., Rio de Janeiro, 1981.
- [10] - Stoecker, W.F., *"Refrigeration and Air Conditioning"*, McGraw-Hill Book Company, New York, 1982.
- [11] - Melo, C., Negrão, C.O.R., *"Simulação Numérica de Tubos Capilares Utilizados Como Dispositivo de Expansão em Sistemas de Refrigeração"*, II Encontro Nacional de Ciências Térmicas, pp. 221-223, Águas de Lindóia-SP, 1988.
- [12] - Erth, R.A., *"Two Phase Flow in Refrigeration Capillary Tubes. Analysis and Prediction"*, Ph.D. Thesis. Purdue University, USA, 1970.
- [13] - Kays, W.M., London, A.L., *Compact Heat Exchangers*, 3rd ed., McGraw-Hill Book Company, New York, 1984.
- [14] - Carrier, W.H., Anderson, S.W. *"The Resistance to Heat Flow Through Finned Tubing"*, ASHVE Transactions, Vol.50, 1944.
- [15] - Threlkeld, J.L. *"Thermal Environmental Engineering"*, 2nd ed., Prentice-Hall Inc., New Jersey, 1970.

- [16] - Travis, D.P., Baron, A.B., Rihensow, W.M., "Forced Convection Condensation Inside Tubes", **Technical Report No.72591-74**, Massachussets Institute of Technology, 1971.
- [17] - Tandon, T.N., Varma, H.K., Gupta, C.P., "An Experimental Investigation of Forced Convection Condensation During Annular Flow Inside a Horizontal Tube", **ASHRAE Transactions**, Part 1A, 1985.
- [18] - Gray, D.L., Webb, R.L., "Heat Transfer and Friction Correlations for Plate Finned-Tube Heat Exchangers Having Plain Fins", **Procedures of Eight International Heat Transfer Conference**, São Francisco, 1986.
- [19] - Webb, R.L., "Air Side Heat Transfer Correlations for Flat and Wavy Plate Fin-and-Tube Geometries", **1990 Summer ASHRAE Meeting**
- [20] - Beecher, D.T., Fagan, T.J. "Effects of Fin Pattern on the Air Side Heat Transfer Coefficient in Plate Finned-Tube Heat Exchangers", **ASHRAE Transactions**, Vol.93, part 1, 1987.
- [21] - Nakayama, W., Xu, L.P., "Enhanced Fins for Air-Cooled Heat Exchangers - Heat Transfer and Friction Factor Correlations", **ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference, Proceedings**, March, 1983.
- [22] - Damasceno, G.S., Lee, W.N.T., White, L., Goldschmidt, V.W., "Heat Transfer, Pressure Drop and Mass Leakage in Reversing Valves; Characterizing Parameters", **ASHRAE Transactions**, Vol.92, No.1 part 2, 1986.
- [23] - Damasceno, G.S., Lee, W.N.T., Rooke, S.P., Goldschmidt, V.W., "Performance of Heat Pump Reversing Valves and Comparison through Characterizing Parameters", **ASHRAE Transactions**, Vol.94, part 1, 1988.
- [24] - Collier, J.G., "Convective Boiling and Condensation", 2nd ed. McGraw-Hill Book Company, 1981.
- [25] - Rice C.K., "The Effect of Void Fraction Correlation on Refrigerant Charge Inventory Predictions", **ASHRAE Transactions**, Vol.93, part 1, 1987.
- [26] - Lockhardt, R.W., Martinelli, R.C., "Proposed Correlation Data for Isothermal Two Phase Two Component Flow in Pipes", **Chemical Engineering Progress**, Vol.45, No.1, pp.39-48, 1949.
- [27] - Wallis, G.B., "One-Dimensional Two-Phase Flow", McGraw-Hill, New York, pp.51-54, 1969.
- [28] - Hughmark, G.A., "Holdup in Gas-Liquid Flow", **Chemical Engineering Progress**, Vol.58, No.4, pp.62-65, 1962.
- [29] - Bankoff, S.G., "A Variable Density Single-Fluid Model for Two-Phase Flow with Particular Reference to Steam-Water Flow", **Transactions ASME, Journal of Heat Transfer**, Vol.82, pp.179-191, 1960.
- [30] - Rigot, G., "Fluid Capacity of an Evaporator in Direct Expansion", **Chaud-Froid-Plomberie**, No.328, pp.133-144, 1973.
- [31] - Zivi, S.M., "Estimation of Steady-State Steam Void-Fraction by Means of the Principle of Minimum Entropy Production", **Transactions ASME Journal of Heat Transfer**, Series C, Vol.86, pp.247-252, 1964.
- [32] - Smith, S.L., "Void Fraction in Two-Phase Flow: A Correlation Based upon an Equal Velocity Head Model", **Proc. Inst. Mech. Eng.**, London, Vol.184, Part 1, No.36, pp.647-664, 1969.

- [33] - Premoli, A., Francesco, D.D., Prina, A., "*A Dimensional Correlation for Evaluating Two-Phase Mixture Density*", *La Termotécnica*, Vol.25, No.1, pp.17-26, 1971.
- [34] - Tandon, T.N., Varma, H.K., Gupta, C.P., "*A Void Fraction Model For Annular Two-Phase Flow*", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.28, No.1, pp.191-198, 1985.
- [35] - Dhar, M., "*Transient Analysis of Refrigeration Systems*", Ph.D. Thesis, Purdue University, USA, 1978.
- [36] - NBR 5882- "*Condicionador de Ar Doméstico: Determinação das Características*", *Associação Brasileira de Normas Técnicas-ABNT*, 1983.

APÊNDICE A

PRESSÃO CRÍTICA PARA O ESCOAMENTO DE FANNO

O procedimento, ora descrito, baseia-se no fato de que o escoamento de Fanno assume que a entropia máxima ocorre na pressão crítica. Deve-se procurar, portanto, o ponto de entropia máxima na linha de Fanno, para se encontrar a pressão crítica.

A entropia de um escoamento bifásico é calculada pela equação:

$$s_r = s_\ell + x(s_v - s_\ell) \quad (A.1)$$

Sendo conhecidas as entropias do líquido e do vapor saturados, s_ℓ e s_v , para uma dada pressão, a entropia do escoamento bifásico pode ser encontrada se o título, x , for conhecido.

O título para o escoamento de Fanno pode ser encontrado utilizando a equação da energia, dada a seguir:

$$h_0 = h_r + \frac{G^2}{2} v_r^2 \quad (A.2)$$

onde

$$h_r = h_\ell + x(h_v - h_\ell) \quad (A.3)$$

$$v_r = v_\ell + x(v_v - v_\ell) \quad (A.4)$$

Substituindo as equações (A.3) e (A.4) na equação (A.2), obtém-se

$$x^2 + bx + c = 0 \quad (A.5)$$

onde

$$b = \frac{2[(v_v - v_\ell) v_\ell G^2 + h_v - h_\ell]}{G^2 (v_v - v_\ell)^2} \quad (A.6)$$

$$c = \frac{1}{(v_v - v_\ell)^2} \left[\frac{2(v_v - v_\ell)}{G^2} + v_\ell^2 \right] \quad (A.7)$$

A equação (A.5) permite o cálculo do título para um dado escoamento de Fanno, com fluxo de massa e entalpia de estagnação conhecidas, a uma determinada pressão. Este título pode ser usado na equação (A.1).

A entropia máxima e, conseqüentemente, a pressão crítica podem, então, ser determinadas numericamente.

APÊNDICE B

DEDUÇÃO DA EQUAÇÃO (4.7)

Sendo a transferência de calor dada por:

$$\dot{Q} = U A_T \Delta T_m \quad (B.1)$$

ou

$$\dot{Q} = -\dot{m}_r c_{p_r} (T_o - T_i) \quad (B.2)$$

ou

$$\dot{Q} = \dot{m}_a c_{p_a} (t_o - t_i) \quad (B.3)$$

e a diferença média logarítmica de temperatura dada por:

$$\Delta T_m = \frac{t_o - t_i}{\ln \frac{\frac{T_i - T_o}{t_o - t_i}}{\frac{T_i - T_o}{t_o - t_i} + \ln \frac{T_o - t_i}{T_i - t_i}}} \quad (B.4)$$

igualando as equações (B.2) e (B.3) tem-se:

$$\frac{T_i - t_o}{t_o - t_i} = \frac{\dot{m}_a c_{p_a}}{\dot{m}_r c_{p_r}} = R_1 \quad (B.5)$$

Substituindo (B.4) em (B.1) e igualando à (B.3) tem-se:

$$\dot{m}_a c_{p_a} (t_o - t_i) = \frac{U A_T (t_o - t_i)}{\ln \frac{\frac{T_i - T_o}{t_o - t_i}}{\frac{T_i - T_o}{t_o - t_i} + \ln \frac{T_o - t_i}{T_i - t_i}}}$$

que, rearranjando, torna-se:

$$\ln \frac{R_1}{R_1 + \ln \frac{T_o - t_i}{T_i - t_i}}$$

ou

$$R_1 = \left(R_1 + \ln \frac{T_o - t_i}{T_i - t_i} \right) \exp \left(\frac{U A_T}{\dot{m}_a c_{p_a}} \right)$$

ou

$$\ln \frac{T_o - t_i}{T_i - t_i} = R_1 \left[1 - \exp \left(\frac{U A_T}{\dot{m}_a c_{p_a}} \right) \right] \exp \left(- \frac{U A_T}{\dot{m}_a c_{p_a}} \right).$$

ou

$$\frac{T_o - t_i}{T_i - t_i} = \exp \left\{ - R_1 \left[1 - \exp \left(- \frac{U A_T}{\dot{m}_a c_{p_a}} \right) \right] \right\}$$

ou

$$T_o = (T_i - t_i) \exp \left\{ - R_1 \left[1 - \exp \left(- \frac{U A_T}{\dot{m}_a c_{p_a}} \right) \right] \right\} + t_i \quad (B.6)$$

Substituindo (B.6) em (B.2),

$$\dot{Q} = \dot{m}_r c_{p_r} \left[T_i - \left(T_i - t_i \right) \exp \left\{ - R_1 \left[1 - \exp \left(- \frac{U A_T}{\dot{m}_a c_{p_a}} \right) \right] \right\} - t_i \right]$$

ou

$$\dot{Q} = \dot{m}_r c_{p_r} (T_i - t_i) \left\{ 1 - \exp \left\{ - R_1 \left[1 - \exp \left(- \frac{U A_T}{\dot{m}_a c_{p_a}} \right) \right] \right\} \right\} \quad (B.7)$$

Substituindo, finalmente, (B.5) em (B.7), chega-se à:

$$\dot{Q} = \dot{m}_r c_{p_r} (T_i - t_i) \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{\dot{m}_a c_{p_a}}{\dot{m}_r c_{p_r}} \left(1 - \exp \left(\frac{-U A_T}{\dot{m}_a c_{p_a}} \right) \right) \right] \right\} \quad (B.8)$$

APÊNDICE C

DEDUÇÃO DAS EQUAÇÕES (4.10) E (4.11)

Sendo $Z_{v, sup}$ definido como a fração do comprimento do tubo ocupado pelo vapor superaquecido, chega-se a:

$$Z_{v, sup} = \frac{L_{v, sup}}{L} = \frac{A_{v, sup}}{A_T} = \frac{\dot{m}_{a, v, sup}}{\dot{m}_a} \quad (C.1)$$

onde L , A_T e \dot{m}_a referem-se, respectivamente, ao comprimento do tubo, à área do tubo e à vazão de ar através do tubo. O subscrito v, sup refere-se à região do tubo que contém vapor superaquecido.

Para a região do tubo ocupada pelo vapor superaquecido pode-se obter a seguinte equação, de forma análoga à equação (B.6):

$$\ln \frac{T_{sat} - t_i}{T_i - t_i} = R_1 \left[1 - \exp \left(- \frac{U A_T}{\dot{m}_a c_{p_a}} \right) \right] \quad (C.2)$$

onde, semelhante à equação (B.5),

$$R_1 = \frac{\dot{m}_a c_{p_a}}{\dot{m}_r c_{p_r}} \quad (C.3)$$

Sendo a taxa de transferência de calor na região ocupada pelo vapor superaquecido dada por:

$$\dot{Q}_{v, sup} = -\dot{m}_r c_{p_r} (T_{sat} - T_i) = \dot{m}_r (h_i - h_v) \quad (C.4)$$

ou

$$\dot{Q}_{v, sup} = -\dot{m}_r c_{p_r} [(T_{sat} - t_i) - (T_i - t_i)] = \dot{m}_r (h_i - h_v)$$

tem-se:

$$T_{sat} - t_i = - \frac{(h_i - h_v)}{c_{p_r}} + (T_i - t_i) \quad (C.5)$$

Substituindo as equações (C.1), (C.3) e (C.5) na equação (C.2), obtém-se:

$$Z_{v, sup} = - \frac{\dot{m}_r c_{p_r} \ln \left[1 - \frac{h_i - h_v}{c_{p_r} (T_i - t_i)} \right]}{\dot{m}_a c_{p_a} \left[1 - \exp \left(- \frac{U A_T}{\dot{m}_a c_{p_a}} \right) \right]} \quad (C.6)$$

A taxa de transferência de calor na região bifásica, \dot{Q}_{bf} , é dada pela equação (4.9). Sendo a fração do comprimento do tubo ocupado pelo refrigerante bifásico, Z_{bf} , dada por:

$$Z_{bf} = 1 - Z_{vsup} \quad (C.7)$$

e a taxa de transferência de calor total no tubo, \dot{Q}_T , dada por:

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{vsup} + \dot{Q}_{bf} \quad (C.8)$$

combinando as equações (C.4), (C.6), (C.7) e (4.9) chega-se a:

$$\dot{Q} = \dot{m}_r (h_i - h_v) + \dot{m}_a c_{p_a} (1 - Z_{vsup}) \left[1 - \exp \left(- \frac{U A_T}{\dot{m}_a c_{p_a}} \right) \right] (T_{sat} - t_i) \quad (C.9)$$

APÊNDICE D

DEDUÇÃO DAS EQUAÇÕES (4.12) E (4.13)

A parcela do tubo ocupada por refrigerante bifásico, Z_{bf} , pode ser dada por:

$$Z_{bf} = \frac{\dot{Q}_{bf}}{\dot{Q}_{bf,T}} \quad (D.1)$$

onde \dot{Q}_{bf} é a taxa de transferência de calor na região do tubo ocupada pelo refrigerante bifásico e $\dot{Q}_{bf,T}$ é a taxa de transferência de calor considerando refrigerante bifásico ao longo de todo o tubo.

$\dot{Q}_{bf,T}$ pode ser dada pela equação (4.9) e \dot{Q}_{bf} pode ser dada por:

$$\dot{Q}_{bf} = \dot{m}_r (h_i - h_\ell) \quad (D.2)$$

assim sendo, Z_{bf} torna-se:

$$Z_{bf} = \frac{\dot{m}_r (h_i - h_\ell)}{\dot{m}_a c_{p_a} (T_{sat} - t_i) \left[1 - \exp \left(- \frac{U A_T}{\dot{m}_a c_{p_a}} \right) \right]} \quad (D.3)$$

Pela definição, Z_{bf} pode também ser obtida por:

$$Z_{bf} = \frac{\dot{m}_{a_{bf}}}{\dot{m}_a} \quad (D.4)$$

mas

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{a_{bf}} + \dot{m}_{a_{lsub}} \quad (D.5)$$

onde \dot{m}_a , $\dot{m}_{a_{bf}}$, e $\dot{m}_{a_{lsub}}$ referem-se, respectivamente, às vazões de ar total, na região bifásica e na região de líquido subresfriado. Assim, tem-se:

$$\dot{m}_{a_{lsub}} = \dot{m}_a (1 - Z_{bf}) \quad (D.6)$$

Utilizando a equação (D.6), analogamente à equação (4.9), chega-se, para a região de líquido subresfriado, a:

$$\dot{Q} = \dot{m}_r c_{p_r} (T_{sat} - t_i) \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{\dot{m}_a c_{p_a} (1 - Z_{bf})}{\dot{m}_r c_{p_r}} \left(1 - \exp \left(- \frac{U A_T}{\dot{m}_a c_{p_a}} \right) \right) \right] \right\} \quad (D.7)$$

e a taxa de transferência de calor para o tubo torna-se:

$$\dot{Q} = \dot{m}_r c_{p_r} (T_{sat} - t_i) \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{\dot{m}_a c_{p_a} (1 - Z_{bf})}{\dot{m}_r c_{p_r}} \left(1 - \exp \left(- \frac{U A_T}{\dot{m}_a c_{p_a}} \right) \right) \right] \right\} + \dot{m}_r (h_i - h_\ell) \quad (D.8)$$

APÊNDICE E

DEDUÇÃO DA EQUAÇÃO (4.67)

A figura E.1 mostra, esquematicamente, a água condensada escoando pela aleta.

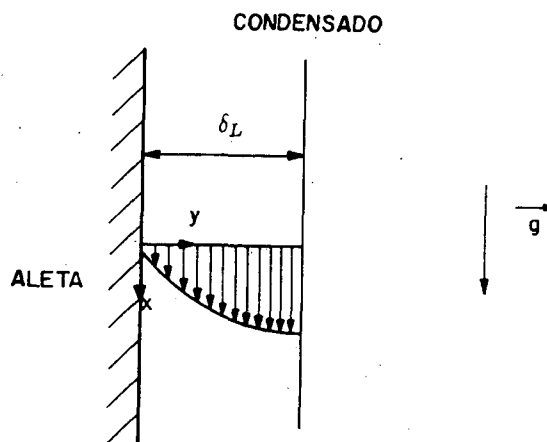


Fig.E.1- Condensado escoando pela aleta

Da equação de Navier-Stokes:

$$\mu_w \frac{d^2 \vartheta}{dy^2} = -\rho_w g \quad (E.1)$$

que, integrada, torna-se:

$$\vartheta = \frac{-\rho_w g}{\mu_w} \frac{y^2}{2} + b y + c \quad (E.2)$$

Aplicando as condições de contorno:

i) $y = 0, \vartheta = 0$

ii) $y = \delta_L, \frac{d\vartheta}{dy} = 0$

tem-se:

$$c = 0$$

$$b = \frac{\rho_w g \delta_L}{\mu_w}$$

e o perfil de velocidade fica:

$$\vartheta = -\frac{\rho_w g}{\mu_w} \frac{y}{2} + \frac{\rho_w g \delta_L}{\mu_w} \frac{y}{\delta_L} \quad (E.3)$$

Da equação da conservação da massa:

$$\dot{\mathcal{R}} = \int_0^{\delta_L} \rho_w \vartheta dy \quad (E.4)$$

onde \mathcal{R} é a taxa de formação de condensado por unidade de largura da aleta.

Assim, tem-se:

$$\dot{\mathcal{R}} = -\frac{\rho_w^2 g}{\mu_w} \left(\frac{\delta_L^3}{6} - \frac{\delta_L^3}{2} \right)$$

que resulta em

$$\delta_L = 1,442 \left(\frac{\mu_w \dot{\mathcal{R}}}{\rho_w^2 g} \right)^{(1/3)} \quad (E.5)$$

APÊNDICE F

CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DA UNIDADE DE CONDICIONAMENTO DE AR

1- TUBO CAPILAR

– *Comprimento:*

Instrumento: trena,

Valor: 700,0 mm.

– *Diâmetro interno:*

Instrumento: projetor de perfis – O projetor de perfis é um aparelho que projeta o perfil desejado em uma tela por intermédio de lentes e permite, a partir do perfil projetado, a medição através de um medidor eletrônico de deslocamentos.

Procedimento: cortou-se o tubo capilar em diversas secções, tendo o cuidado de evitar deformações na secção transversal do mesmo. Fez-se, então o embutimento das mesmas em amálgama incolor. A seguir, utilizando o projetor de perfis, mediram-se os diâmetros internos nas diferentes secções. Tal procedimento é necessário devido à irregularidade do diâmetro interno ao longo do tubo capilar e de possíveis deformações devido ao processo de corte. Obteve-se, assim, um valor médio para o diâmetro interno do tubo capilar.

O cuidado na medição do diâmetro interno deve-se à sua grande influência na perda de carga e, conseqüentemente, na vazão de refrigerante através do tubo capilar, o que, por sua vez, influencia significativamente a simulação. Os valores obtidos são mostrados na tabela F.1.

2- TUBULAÇÕES

– *Comprimento:*

Instrumento: trena,

Procedimento: colou-se uma fita adesiva ao longo da tubulação, retirou-se a fita e mediu-se o seu comprimento.

– *Diâmetros interno e externo:*

Tabela F.1- Valores obtidos para o diâmetro interno do tubo capilar

Medição	Valor [mm]
1	1,203
2	1,180
3	1,187
4	1,179
5	1,194
6	1,172
7	1,162
8	1,198
9	1,171
10	1,177
Média	1,182

Instrumento: paquímetro.

2.1- Válvula Reversora-Condensador:

- Comprimento: 323,0 mm
- Diâmetro interno: 6,14 mm
- Diâmetro externo: 7,98 mm

2.2- Válvula Reversora-Evaporador:

- Comprimento: 651,0 mm
- Diâmetro interno: 6,14 mm
- Diâmetro externo: 7,98 mm

2.3- Compressor-Válvula Reversora(sucção):

- Comprimento: 229,0 mm
- Diâmetro interno: 7,64 mm
- Diâmetro externo: 9,60 mm

2.4- Compressor-Válvula Reversora(descarga):

- Comprimento: 250,0 mm
- Diâmetro interno: 4,66 mm
- Diâmetro externo: 6,52 mm

3- TROCADORES DE CALOR

- Largura:

Instrumento: trena,

- Diâmetros interno e externo:

Instrumento: projetor de perfis;

Procedimento: cortaram-se diversos pedaços de tubos das serpentinas. Após a retirada das aletas, seguiu-se o procedimento adotado na determinação do diâmetro interno do tubo capilar.

– **Volume interno:**

Instrumento: transdutor de pressão,

Procedimento: as serpentinas foram retiradas e procedeu-se a lavagem interna das mesmas com R-113. A seguir, foram instalados transdutores de pressão, efetuado vácuo e colocadas cargas conhecidas de R-12 em cada uma delas. As serpentinas foram então colocadas em uma câmara de temperatura constante, de modo a garantir o superaquecimento do refrigerante no seu interior. Após 6 horas, tempo necessário à estabilização da temperatura nas serpentinas, mediram-se as pressões do refrigerante no interior das mesmas. A partir das pressões medidas e das cargas de refrigerante conhecidas, os volumes internos das serpentinas foram determinados.

– **Espessura das aletas:**

Instrumento: micrômetro,

Procedimento: a partir de pedaços de aletas retiradas das serpentinas, foram realizadas diversas medidas com o objetivo de obter-se um valor médio.

– **Distância entre tubos de uma fileira:**

Instrumento: paquímetro.

– **Distância entre fileiras:**

Instrumento: paquímetro.

Os valores obtidos são apresentados a seguir:

3.1- Evaporador (serpentina interna):

– **Largura:** 27,0 mm

– **Diâmetro interno:** os valores obtidos são mostrados na tabela F.2.

Tabela F.2- Valores obtidos para o diâmetro interno da serpentina interna

Medição	Valor [mm]
1	9,182
2	9,197
3	9,171
4	9,173
5	9,242
6	9,092
7	9,110
8	9,174
9	9,243
10	9,137
Média	9,172

- **Diâmetro externo:** os valores obtidos são mostrados na tabela F.3.
- **Volume interno:**
 - Temperatura: 42,6°C,
 - Carga de refrigerante: 18,6g,
 - Pressão: 5,99 bar,
 - Volume específico: 0,0319 m³/kg,
 - Volume interno: 5,914×10⁻⁴ m³.
- **Espessura das aletas:** os valores obtidos são mostrados na tabela F.4.
- **Distância entre tubos de uma fileira:** 25,4 mm,
- **Distância entre fileiras:** 14,73 mm,
- **Número de aletas da serpentina:** 142.
- **Tipo de aletas:** assumiu-se ondulada, pois não se dispunha de uma correlação para o tipo de aleta em questão.

Tabela F.3- Valores obtidos para o diâmetro externo da serpentina interna

Medição	Valor [mm]
1	9,182
2	9,197
3	9,171
4	9,173
5	9,242
6	9,092
7	9,110
8	9,174
9	9,243
10	9,137
Média	9,172

Tabela F.4- Valores obtidos para a espessura das aletas da serpentina interna

Medição	Valor [mm]
1	0,154
2	0,151
3	0,153
4	0,156
5	0,152
6	0,155
7	0,150
8	0,154
9	0,151
10	0,153
Média	0,153

3.2- Condensador(serpentina externa):

- Largura: 32,2 mm
- Diâmetro interno: os valores obtidos são mostrados na tabela F.5.
- Diâmetro externo: os valores obtidos são mostrados na tabela F.6.
- Volume interno:
 - Temperatura: 42,4°C,
 - Carga de refrigerante: 17,6g,
 - Pressão: 7,64 bar,
 - Volume específico: 0,0239 m³/kg,
 - Volume interno: $4,208 \times 10^{-4}$ m³.
- Espessura das aletas: idem evaporador,
- Distância entre tubos de uma fileira: 25,4 mm,
- Distância entre fileiras: 19,36 mm,
- Número de aletas da serpentina: 176.
- Tipo de aletas: assumiu-se ondulada, pois não se dispunha de uma correlação para o tipo de aleta em questão.

Tabela F.5- Valores obtidos para o diâmetro interno da serpentina externa

Medição	Valor [mm]
1	7,512
2	7,875
3	7,743
4	7,659
5	7,727
6	7,857
7	7,368
8	7,550
9	7,458
10	7,643
Média	7,639

4- COMPRESSOR

- Volume interno (sem óleo):
 - Instrumento: transdutor de pressão,
 - Procedimento: ver item 3,
 - Valores utilizados:
 - Temperatura: 42,4°C,
 - Carga de refrigerante: 106,9g,
 - Valores obtidos:
 - Pressão: 7,31 bar,

Tabela F.6- Valores obtidos para o diâmetro externo da serpentina externa

Medição	Valor [mm]
1	8,325
2	8,590
3	8,482
4	8,682
5	8,235
6	8,711
7	8,665
8	8,653
9	8,504
10	8,507
Média	8,535

Volume específico: $0,0588 \text{ m}^3/\text{kg}$,

Valor calculado:

Volume interno: $2,697 \times 10^{-3} \text{ m}^3$.

– Volume de óleo:

Instrumento: Becker,

Valor obtido: 350 ml.

5- FILTRO SECADOR

– Volume interno:

Instrumento: Becker,

Procedimento: encheu-se o filtro com água e despejou-se o seu conteúdo num Becker,

Valor obtido: 5,7 ml.

6- MOTOR ELÉTRICO DO COMPRESSOR

Realizaram-se ensaios para o levantamento da curva de eficiência do motor do compressor em questão. Para isso, foram aplicados diferentes torques ao motor elétrico e determinadas a corrente, a potência, a rotação, a eficiência e o fator de potência. Verificou-se, a seguir, o torque para o qual a eficiência apresentava o valor máximo. O fator de carga foi então definido como sendo a razão entre o torque em questão e o torque no qual a eficiência é máxima.

Correlacionando o fator de carga, F_{cg} , assim obtido, com a rotação, obteve-se a seguinte relação:

$$N = 3600 - 141,4 F_{cg} + 130,2 F_{cg}^2 - 212,3 F_{cg}^3 - 134,6 F_{cg}^4 + 32,95 F_{cg}^5 \quad (F.1)$$

A eficiência, por sua vez, foi correlacionada com o fator de carga através dos seguintes pontos:

Tabela F.7- Eficiência de motor elétrico em função do fator de carga

Fator de Carga	Eficiência [%]
0,05	16,0
0,1	28,8
0,2	46,9
0,3	57,7
0,4	64,1
0,5	67,8
0,6	70,0
0,7	71,4
0,8	72,4
0,9	73,1
1,0	73,4